BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV

SERIA I

- Mecanică aplicată
- Electrotehnică și electronică
- Construcția de mașini și tehnologie prelucrării metalelor

VOL. XXVIII 1986

BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV

SERIA A

- Mecanică aplicată
- Electrotehnică și electronică
- Construcția de mașini și tehnologia prelucrării metalelor

VOL. XXVIII 1986

CUPRINS

SUMMARY

INHALTSVERZEICHNIS

SOMMAIRE

Pag.

EXPERIMENTAL STUDIES ON THE STRESSES IN THE SKIFF'S OARS

Dr.eng.Curtu Ioan, associate professor,Univ ity of Braşov ;
Eng.Iordache Petre, assistant professor,University of Braşov;
Eng.Roşca Ileana, lecturer,University of Braşov ;
Eng.Sperchez Florin, lecturer,University of Braşov ;
Dr.eng.Sima Petre, professor,University of Braşov ;
Eng.(Grad) Lőx Alfred, University of Braşov .

1. General considerations

During the use of the skiff's oars, in their complex movings, bending, torsion and bending with torsion stresses appear.

Because the sections of the oar have only an elastic axis of symmetry (or almost symmetry) and its direction differs from the direction of the bending forces or moments, it is usually subjected to the oblique bending.

The theoretical difficulties generated by the great variations of the mechanical characteristics of the oars'section (moments of inertia, modulus of resistance, static moments and modulus of rigidity), of the elastic characteristics (longitudinal modulus of elasticity E , transversal modulus of elasticity G , the coefficients of transversal compression ν) and the characteristics of wood in structure (resonance spruce fir wood, ashwood in radial or tangential direction under tension or compression stresses) impose rigorous experimental investigations, of high accuracy from the point of view of the values and distributions of stresses and respectively the deformations in the oar's body.

The experimental investigations are strictly necessary because during the use the values and real distributions of the forces are not known.

The combined stresses of the skiff's oar devolve of the rowing during the two characteristic phases - the pass and the return (fig.1) . During a row cycle, the force Q_x acting in the advance direction of the craft varies on a cosine function $Q_x = Q \cos \alpha$, where Q is the whole force acting on the oar (fig.2,a).

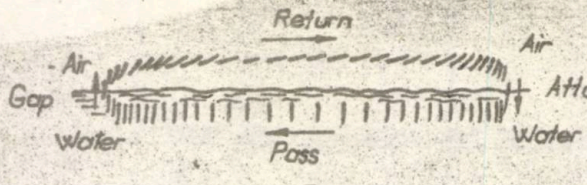


Fig. 1

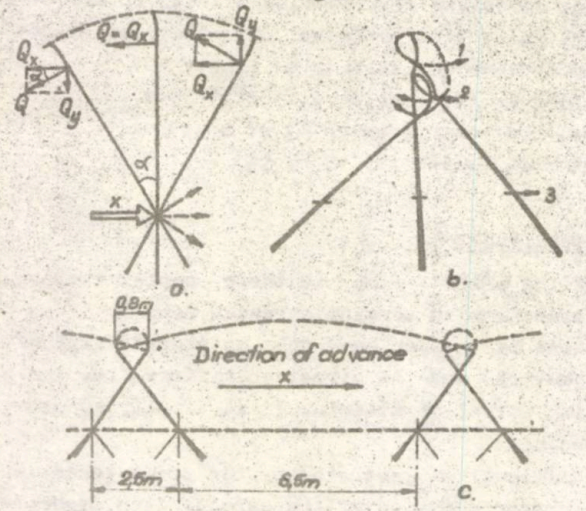


Fig. 2

In the same time, the complex moving of the blade in water (fig.2,c), when the craft is moving, correspondingly with the crew's center of gravity movement determine speed variations and acceleration variations and therefore variations of inertial forces (fig.3,a and b and fig.4). So the stress of skiff's oar is very complex.

In order to test the oars for skiffs there where applied, by the known technologies, electrical transducers (TER) in the sections considered to be the most loaded : near the rowleck (respectively near the support ring of the rowleck) ; in the section which contents the centre of gravity of the oar ; at the base of blade and in blade. The transducers where applied also on the farthest fibers from the axis in the vertical plane as well as in the horizontal plane. For studying the stresses produced by torsion, transducers were applied at 45° from the longitudinal axis (fig.5).

The tests were done on an experimental stand designed and made in the laboratory of resistance of materials [8] .

2. Bending strains and stresses

Due to the variable (between 66 N and 128 N) force P in the oar occur bending moments M_i (fig.6,a) which can develop till $1,4.10^5$ ... $2,8.10^5$ N.mm near support ring of rowleck. The force P has also a variable position, it can exist in the blade plane, in a normal plane on the blade or in any intermediary position.

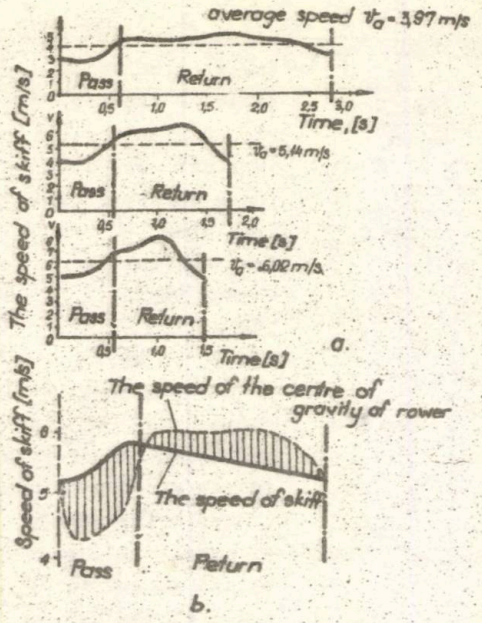


Fig.3

These bending moments generate normal stresses σ and respectively specific elongations or shortenings ε. These strains were measured with a proper electrical installation and statistically processed. The stresses diagrams were established considering the mechanical features of the constitutive materials and the calculated values of the stresses. It is remarcable that the positions of the force P were those of the scheme I and II (fig.6,b).

The values strains ε are presented in the figure 6,b.

As a result of experimental investigations, the following conclusions on the bending stresses infered :

- the maximum normal stress σ_{max} is less than 7 MPa for the bigest load (P = 128 N > 125 N) being under the permissible working stress of 10 ... 13 MPa [8] ;
- the most stressed section is that around the support ring of rowleck, but the section in which occur the bigest stresses is the nearest of the centre of gravity (T3). This situation is explained by the different sizes of the rings and of the other accesseries which have a great influence on the strain state, so the maximum stresses do not occur in the place where acts $M_{i_{max}}$, but where $M_i \cong (0,7...0,8)M_{i_{max}}$ because of different mechanical features of the two sections ;
- there are little differences between the stresses in positions I and II (fig.6,b), differences generated by the deviations of modulus of elasticity E for bending, tension and compresion and by the different woods in structure - resonance spruce fir and ashtree.

When force P acts in the blade plane (fig.6,c) the maximum

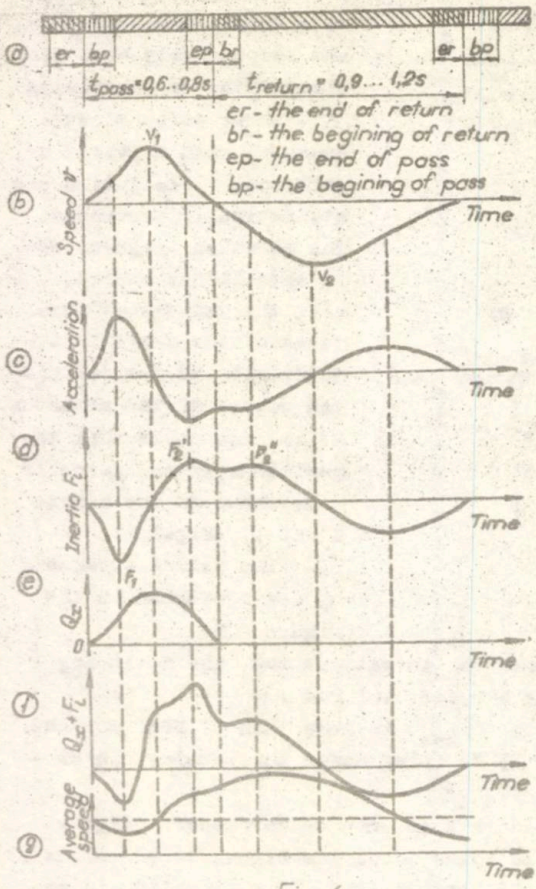


Fig.4

stresses occur in the section which contents the support ring of rowleck. It is remarcable that these stresses are less than 10 MPa for the maximum stress state (P = 128 N and M_i = $2,8.10^5$ N.mm).

For a more accurate study of the variation of stresses in the section which contents the centre of gravity of scull by the variation of angle of the force P (bending moment M_i) and vertical axis, were determined in four points of the section the specific strains $\mathcal{E}$ and the stresses σ from 10^0 to 10^0 for a complete rotation of 360^0 (fig.7). The results are presented in the figure 7 as some polar curves.

Analysing these curves we found that there is a symmetrical variation of stresses, there are neutral areas were $\mathcal{E} = 0$ and $\sigma = 0$ which respect the geometrical axis of symmetry and coincide whith that of structural, elastic ones, the maximum stresses σ_{max} (till 10 MPa) occur only when force P acts in the blade plane and there are symmetrical stresses for 45^0 by the principal axis of elastic symmetry.

For establishing the quality of the skiff sculls it is very important to know and recommended to do by test these polar diagrams of specific strains $\mathcal{E}$ and stresses σ.

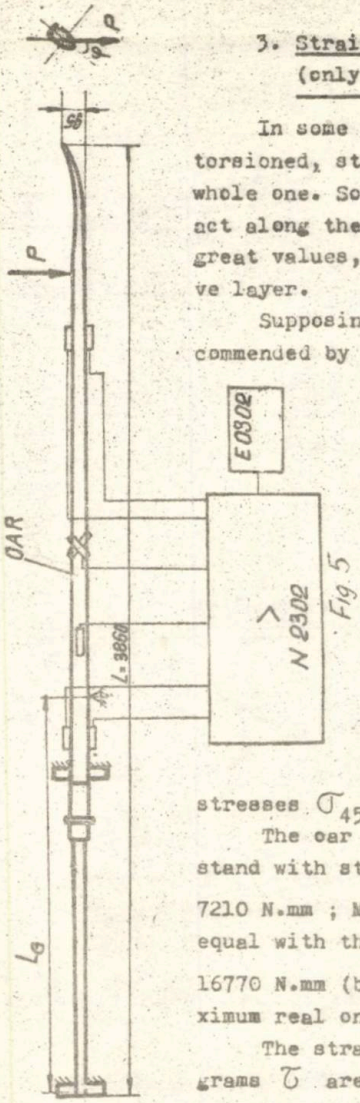


Fig. 5

3. Strains and stresses in pure torsion (only torque M_t)

In some position, the blade of scull is torsioned, stress which is conveied in the whole one. So occur tangent stresses τ which act along the axis producing slidings and, at great values, even distruction of the adhesive layer.

Supposing that the force $P = 125$ N (recommended by the international standards) acts at the edge of blade (normal on it) results a torque $M_t = 103.125 = 12875$ N.mm (103 = 206:2, being half of the breadth of the blade).

TER were applied at 45° by the longitudinal axis in positions T5, T7 and T8 (fig.8) for determining the values of stresses τ. As is well known, first were determined the specific strains ε_{45} at 45° on two rectangular directions and after that were calculated the stresses $\sigma_{45°}$ which are equal to τ_0.

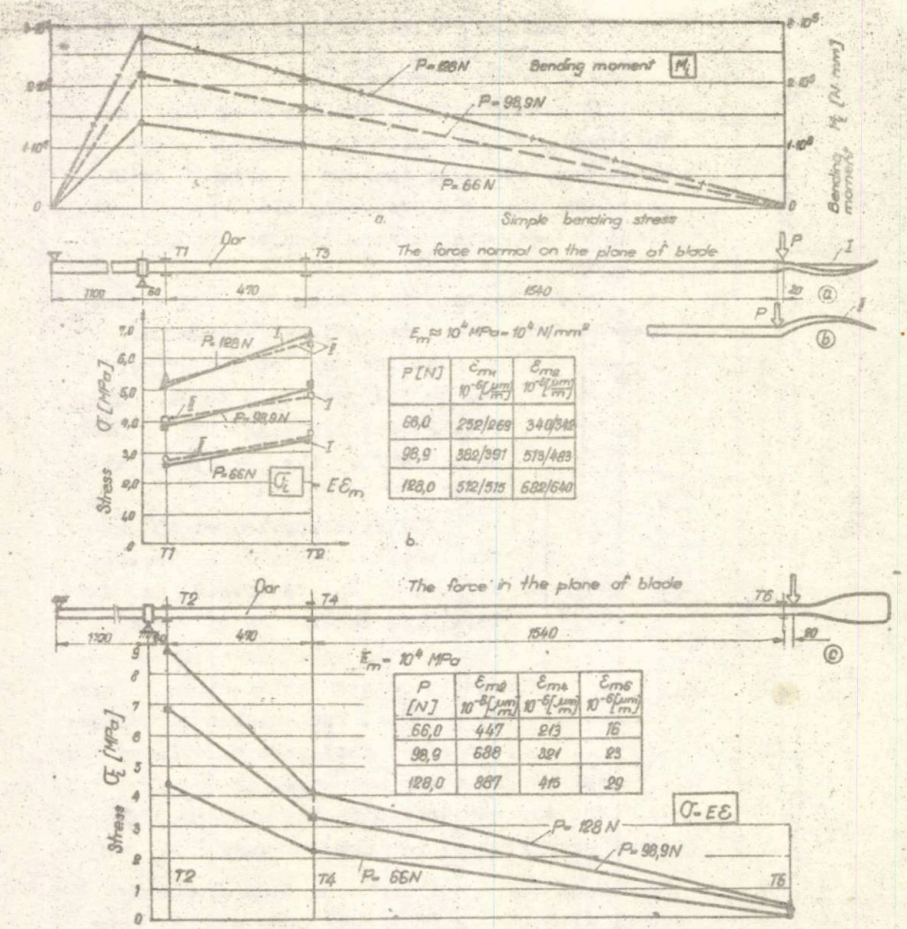
The oar was loaded on the experimental stand with stepped variable torques : $M_{t_1} = 7210$ N.mm ; $M_{t_2} = 12910$ N.mm (approximately equal with the maximum real torque) and $M_{t_3} = 16770$ N.mm (biger with about 30% then the maximum real one).

The strains ε_{45} and the stresses diagrams τ are presented in the figure 8.

From these diagrams results :

- the stresses τ_2 (for $M_{t_2} = 12910$ N.mm) in the oar's body are about 0,75 MPa (less than τ_a) ;
- the stresses in blade $\tau_{7,8}$ (for $M_{t_2} = 12910$ N.mm) are about 1,55 MPa, approximately equal whith the permissible working stress [2,3].

These investigations, by the nature of the studied problems,



P [N]	ε_{m1} 10^{-6}[μm/m]	ε_{m2} 10^{-6}[μm/m]
66,0	252/269	340/345
98,9	382/397	513/483
128,0	512/515	682/640

P [N]	ε_{m2} 10^{-6}[μm/m]	ε_{m4} 10^{-6}[μm/m]	ε_{m6} 10^{-6}[μm/m]
66,0	447	213	16
98,9	688	324	23
128,0	867	415	29

Fig. 6

show that the torsion generates important stresses which could cause on the oars'life.

4. Strains and stresses in combined stress of bending with torsion

Stressing the oar in the same time at bending and torsion in it occurs a complex state of normal σ and tangent τ stresses.

In the figure 9 are presented the bending moment M_i and the torque M_t diagrams (were used values till M_t = 7410 N.mm, which represent about 50% from the pure maximum torque).

After the measurements by TER and the valculuses were drawn

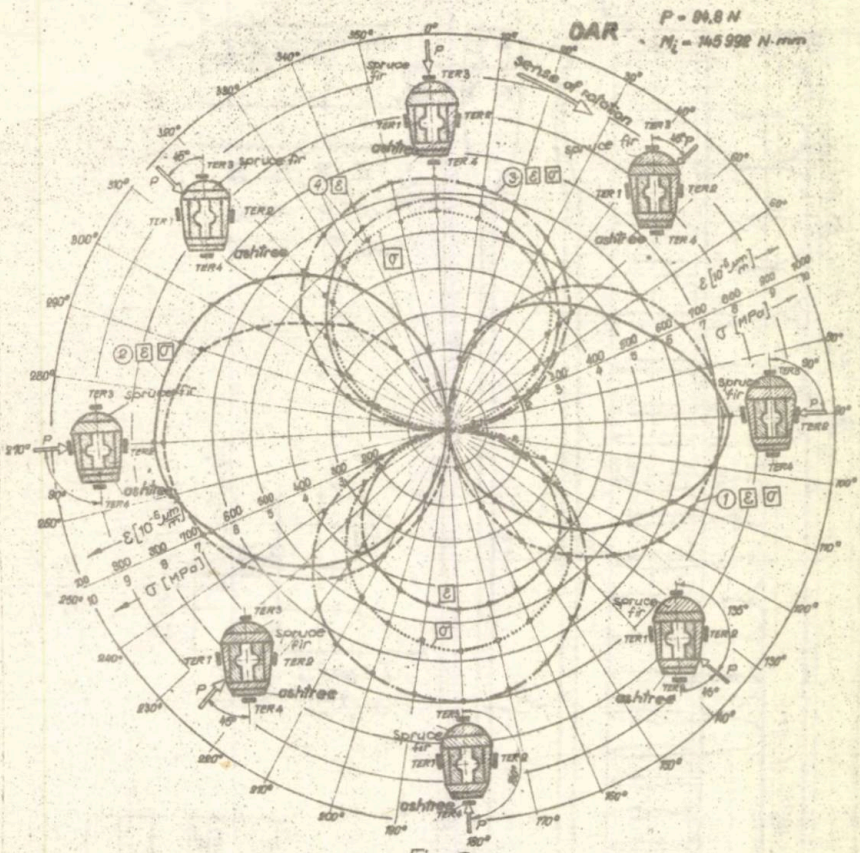
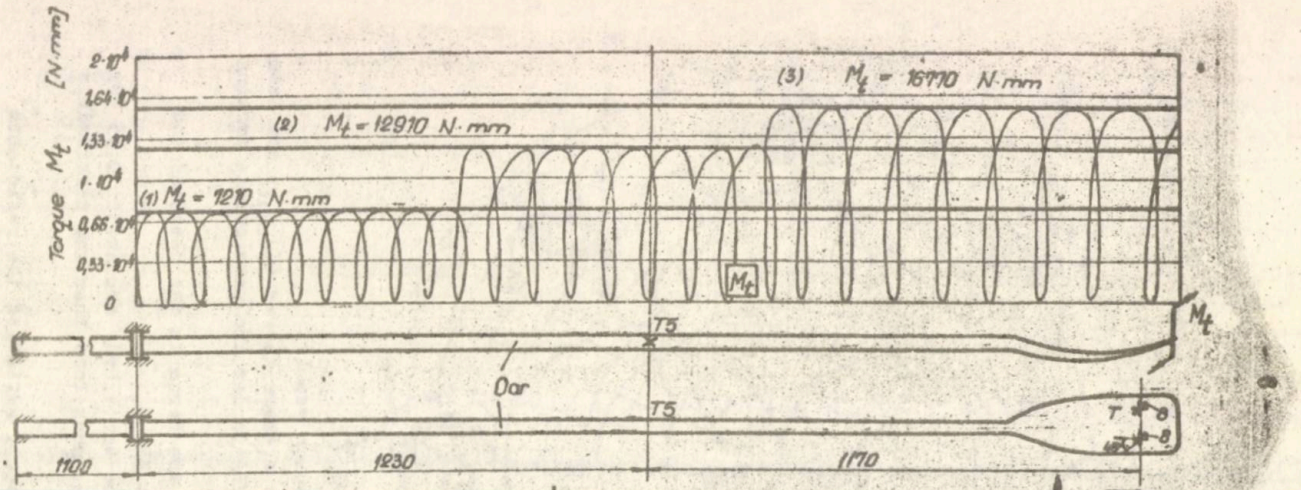


Fig. 7

the diagrams in the fig.9 from which result :

- the normal stresses σ in the extreme fibres (σ_{cant}) are less than the values 7,06 ... 7,78 MPa (under the permissible working stress) ;
- the normal stresses σ (with the force in the plane of the blade) are very little, about 1 MPa ;
- the tangent stresses τ in the ear's body are about 0,55 MPa and in the blade about 1,37 MPa, much less than the permissible working values.

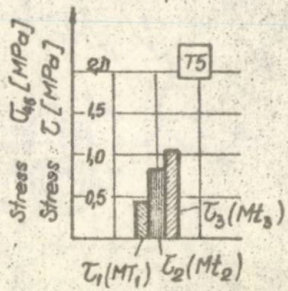
These value show that the scull satisfies the resistance requirements, existing however some reserves in the lead capacity.



$E_{45°} \cong 0{,}2\cdot10^4$ MPa

Pure torsional stress

M_t [N·mm]	$\varepsilon_{t5}^{45°}$ [$10^{-6}\ \frac{\mu m}{m}$]	$\varepsilon_{8}^{45°}$ [$10^{-6}\ \frac{\mu m}{m}$]
7210	244	582
12910	373	831
16770	520	974



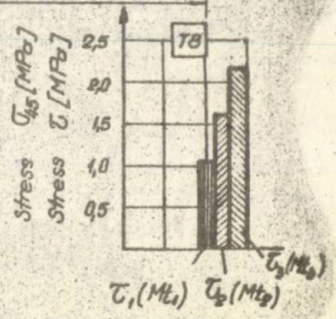
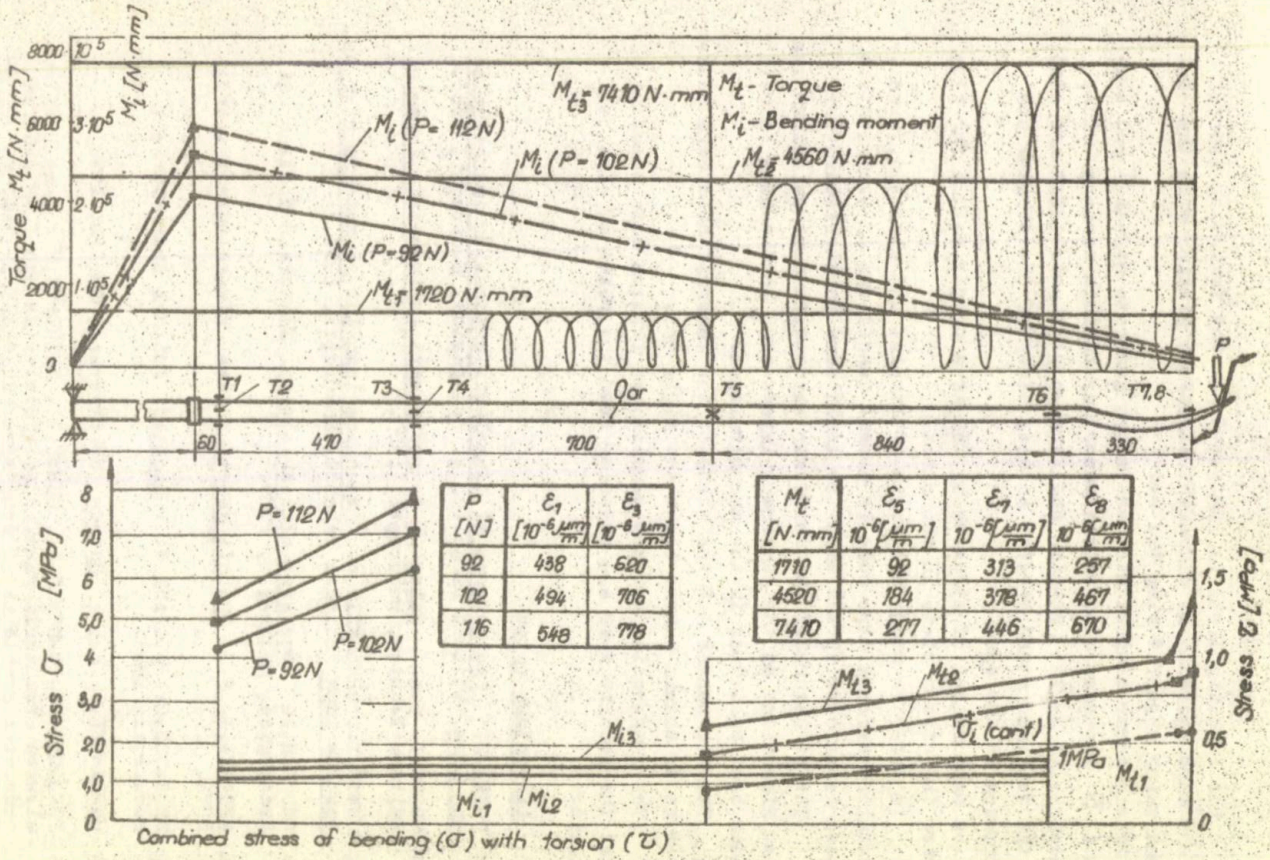


Fig. 8



P [N]	ε_1 [$10^{-6}\frac{\mu m}{m}$]	ε_3 [$10^{-6}\frac{\mu m}{m}$]
92	438	620
102	494	706
116	548	778

M_t [N·mm]	ε_5 $10^{-6}[\frac{\mu m}{m}]$	ε_7 $10^{-6}[\frac{\mu m}{m}]$	ε_8 $10^{-6}[\frac{\mu m}{m}]$
1710	92	313	257
4520	184	378	467
7410	277	446	670

Combined stress of bending (σ) with torsion (τ)

Fig. 9

The investigations by TER stood out the following aspects :
- the oars resisted at different stresses, similar with the real ones which appear during the use ;
- in oar occur complex stresses which generate normal σ and tangent τ stresses with values under permissible working values recommended by the romanian and foreign standards (STAS and DIN);
- the designed stand permits an easy study of the strains and stresses in the oars ;
- the measurement of stresses by TER is a proper method for studying the stress state in the oars.

In order to study the state of strains and stresses, experimental researches were done in normal conditions of exploitation. These researches agrees with the tests done in the laboratory.

The structure of the skiff oar was modified to establish the best dimensions of the component layers and, in the same time, their best positions in the oar structure.

The dimensions and the shape of the internal hole were modified as to obtain a more light and rigid oar.

The comparation between genuine and foreign oars shows us that the genuine ones are superior from the point of view of quality.

Literature cited

1. COTTA,N. Proiectarea şi tehnologia produselor industriale din lemn. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1983.

2. CURTU,I. ş.a. Calculul de rezistenţă în industria lemnului. Editura Tehnică, Bucureşti, 1982.

3. CURTU,I., GHELMEZIU,N. Mecanica lemnului şi materialelor pe bază de lemn, Editura Tehnică, Bucureşti, 1984.

4. DEUTSCH,I. Rezistenţa materialelor. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1979.

5. EMCIUKA,I.,F. Grebnîi sport, Moskwa, Fizikultura i sport, 1976.

6. FLORESCU,C., MOCIANI,N. Canotaj. Editura Sport-Turism, Bucureşti, 1983.

7. HERBERGER,E. ş.a. Rudern. Sportverlag, Berlin, 1977.

8. IORDACHE,P., DEUTSCH,I., CURTU,I., SPERCHEZ,Fl. ş.a. Optimizarea structurii rameler şi vîsleler de schif în vederea reducerii greutăţii şi creşterea rigidităţii. Temă de cercetare nr.4, Universitatea din Braşov, 1984.

9. IORDACHE,P., CURTU,I., ROSCA, I., SPERCHEZ,Fl. Study on the vibrations of the skiff oars and paadles. In : Bul.ştiinţific al Conferinţei de vibraţii în construcţia de maşini. I.P. Timişoara, 1985.

10. MOCANU,D.R. ş.a. Analiza experimentală a tensiunilor, vol.I şi II, Editura Tehnică, Bucureşti, 1976 şi 1977.

11. PETRICAN,M., CURTU,I., SPERCHEZ,Fl. ş.a. Aplicaţii ale tensometriei în industria lemnului, Editura nică, Bucureşti, 1980.

12. SVEDOV,A.M. Pe scurt despre bazele actuale ale tehnicii canotajului academic. In : Grebnoi sport, Moskwa, 1980.

13. * * * Documentaţia de la I.P.L. Reşiţa, referitoare la ramele şi vîslele de schif.

14. * * * Colecţia revistelor Industria Lemnului 1970-1985 Drevo 1970-1985 ; Lesnoi jurnal 1968-1985 ; Holz als Roh und Werkstoff 1965-1980 ; Derevoobrabatîvaiuscia promislenosti 1960-1985 ; Forest journal 1972-1982.

15. * * * Documentaţia tehnică de la Federaţia română de canotaj.

16. * * * Documentaţia tehnică de la ICPIL Bucureşti şi MILMC

17. * * * Colecţia revistei Sport-turism 1970-1985.

CURTU, I., IORDACHE, P., ROSCA, I., SPERCHEZ, Fl., SIMA, P., LÖX, A.

CERCETARI EXPERIMENTALE PRIVIND TENSIUNILE DIN RAMELE DE SCHIF

Rezumat

Ramele de schif sînt supuse în timpul utilizării lor la un complex de forţe generate de presiunea apei şi acţiunea canotorului. Aceste forţe generează solicitări compuse de încovoiere cu torsiune, care determină apariţia unor tensiuni normale σ şi tangenţiale τ.

Cu ajutorul unor traductoare electrotensometrice, pe un stand experimental, s-au determinat deformaţiile specifice ε şi s-au calculat tensiunile σ în diferite puncte ale ramelor de schif.

Valorile tensiunilor normale sînt de cca. 7 ... 8 MPa la încovoiere iar la torsiune $\tau_{max} \cong 1,3 \ldots 1,5$ MPa. Aceste tensiuni sînt sub valorile admise de normele interne şi internaţionale.

Studiul efectuat a scos în evidenţă comportarea bună a ramelor de schif de producţie indigenă în timpul exploatării lor şi încadrarea performanţelor acestora în normele internaţionale.

EXPERIMENTAL STUDIES ON THE STRESSES IN THE SKIFF'S OARS

Summary

The oars are, during the use, subjected to the action of a complex of forces generated by the water pression and by the action of rower. These forces generate compound stresses of bending and torsion which determine normal σ and tangent τ stresses.

On an experimental stand, by TER were determined the specific strains ε and were calculated the stresses σ in different points of the oars.

The values of normal stresses are about 7 ... 8 MPa for the bending and for the torsion $\tau_{max} = 1,3 \ldots 1,5$ MPa. These stresses are under permissible working values recommended by the national and international standards.

The study showed the good behaviour of genuine oars during the exploitation and the respect to the international standards.

EIGENVALUE PROBLEMS IN THE STUDY OF PLANE AND CURVED PLATES

Dr. Eng. M.Gh. Munteanu, Lecturer, University of Braşov;
Eng. Gh. N. Radu, Lecturer, University of Braşov;
Dr. Eng. Gr. Geşu, Lecturer, University of Braşov.

The finite element method (FEM) has witnessed a wide spread due to the advantages it presents. The method of finite elements is remarkably efficient mainly in cases of linear problems, especially if the computer program is used together with pre-processor and post-processor programs. In this way the effort required in preparing the data and in processing the results is reduced to a minimum. However, the utilization of general finite element programs (such as the programs of the SAP-family) presupposes as a prerequisite acces to powerful computers with rapid and large memories.

In many cases it is advisable to use programs specialized for a certain type of problems. This is the case especially with non- linear problems or eigen value problems, whenever the employment of a general-type program becomes extremely clumsy.

Starting from these considerations, the authors have proposed to elaborate a program specialized in solving eigen value problems for axiall symmetrical curved plates. This program was developed for the WANG 2200 MPV and is written in the BASIC language. Two principal types of eigen value problems were considerred:

- the determination of eigen frequencies and eigen modes:

$$([K] - \omega^2 [M])\{u\} = 0 , \qquad (1)$$

- the determination of the critical load for loss of stability (bifurcation) and of the corresponding modes;

$$[K] + \lambda [K_G]\{u\} = 0 . \qquad (2)$$

The following notations were used:

$[K]$ - the elastic rigidity matrix;

$[K_G]$ - the geometrical rigidity matrix;
$[M]$ - the mass matrix;
ω - the pulsation;
λ - the load proportionality factor.

The problem given by equation (1) may be generalised thus:

$$([K] + \lambda [K_G] - \omega^2 [M])\{u\} = 0 \quad , \qquad (3)$$

i.e. the influence of the membrane stresses (constant throughout the plate thickness) upon the eigen frequencies may be studied.

The finite element adopted is a semianalytical finite element with two nodes and four unknown displacements per node, u, $\bar{v}$, $\bar{w}$, and $\frac{\partial \bar{w}}{\partial s}$, $\bar{u}$, $\bar{v}$, denoting the displacements related to a local reference point atached to the finite element.

The finite element interpolation function is a polynomial function of the form:

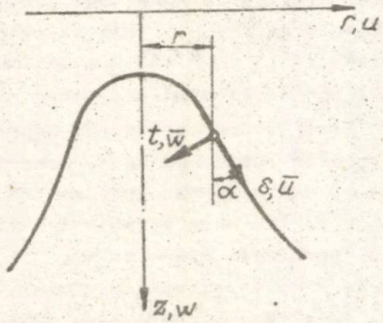


Fig. 1

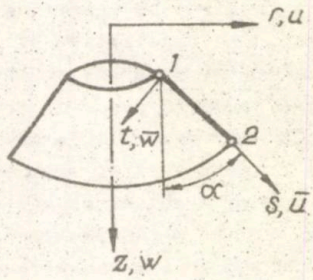


Fig. 2

$$\bar{u} = (C_1 + C_2 s)\cos n\theta \; ;$$
$$v = (C_3 + C_4 s)\sin n\theta \; ; \qquad (4)$$
$$\bar{w} = (C_5 + C_6 s + C_7 s^2 + C_8 s^3)\cos n\theta \; ,$$

where n is the number of nodal diameters;

$$\theta \in \left[-\frac{\pi}{2n} ; \frac{\pi}{2n}\right] \qquad \text{if } n \neq 0, \; n \in N.$$

The constants $C_1 \ldots C_8$ are determined according to the nodal displacements as for any type of finite element.

The rigidity matrix is determined by the usual way, by minimizing the expression of total potential energy:

$$[K]=\int_{A_e} [B]\,[D]\,[B]\,dA\,,$$

$$[K_G]=\int_{A_e} [G]^T\,[\sigma_o]\,[G]\,dA\,,$$

$[B]$ being the matrix of the nodal deformations displacements, $[G]$ the matrix connecting the derivates $\frac{\partial\omega}{\partial s}$, $\frac{1}{r}\frac{\partial\omega}{\partial\theta}$ to the nodal displacements, and $[\sigma_o]=\begin{bmatrix}\sigma_{os} & \tau_{os\theta}\\ \tau_{ost} & \sigma_{ot}\end{bmatrix}$.

In the actual version of the program the tension field $[\sigma_o]$ is axially-symmetrical.

The subprogram for the calculation of the eigen values is based on the algoritm presented in paper [2], an iterative method that permits the simultaneous determination of several eigen values and eigen vectors. The method is rapidly convergent, 5 to 10 iteration cycles being generally sufficient for a satisfactory precision.

The mass matrix is diagonal in the actual stage of the program, but it is the authors intention to adopt the"consistent" mass matrix, in which case the matrix $[M]$ are matrix of the same band with as the rigidity matrix $[K]$;in the latter case the mass matrix for one element has the expression:

$$[M]=\rho\cdot h\int_{A_e} [N]^T\,[N]\,dA\,, \qquad (5)$$

where ρ is the material density, and $[N]$ the interpolation function which links the displacement of a current point of the element to the nodal displacements.

The program proved extremely useful in the study of circular plane plates, a problem which though apparently simple, isn't simple at all. The results cannot be presented in detail here.

The results are presented for the ring plate simply suported against the interior contour, as shown in figure 3. results were obtained:

- the lowest eigen frequency 41,4 Hz;
- for a linear temperature variation along the radius the smallest difference of critical stability loss temperature is: Δ_{ter} 25,8 K. In both cases mentioned above, the eigen modes were modes without nodal diameters

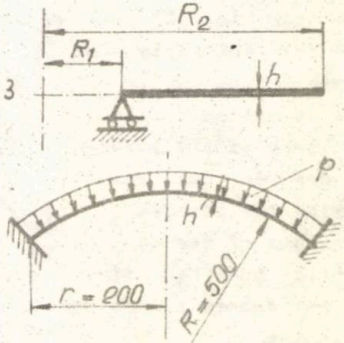


Fig. 3

Fig. 4

and without nodal circles.

Also the influence of the disc r.p.m. on the critical buckling temperature and on the eigen frequencies were studied; the methods employed are presented in paper [4] , and some results are given in paper [5] . The complexity of the problem consists in the fact that the results cannot be given adimensional in general as the different stress fields (termal, centrifugal forces) depend differently on the dimensional parameters, repeated runs for different dimensions being required, even if the plate remains similar. In paper [4] an approximate method is offered that circumvents these difficulties.

Finally, the loss stability of a spherical membrane (see fig. 4) is presented. The load is provided by a uniform pressure. For dimensions see figure 5. By discretization with 16 finite elements critical pressure of 1,047 MPa for a thickness of H=1 mm and 4,359 MPa, for a thickness of h=2 mm respectively were obtained; these values are consistent with those given by the equation obtained through the analytical solution of the constituent differential equations by means of the Bessel functions:

$$f_w = \frac{Eh^2}{R^2} \frac{2}{\sqrt{3(1-D^2)}}, \qquad (6)$$

i.e. 1,017 MPa and 4,070 MPa respectively.

Figure 5 shows the eigen-modes of stability loss trough bifurcation for the spherical membrane studied, in the case of the two thicknesses.

The program here presented offers as its main advantage a low number of finite elements required for discretization (10-15 elements maximum), which makes for reduced calculater time. Calculater time certainly also depends on the number of eigen values calculated as w ll as on the precision desired, but, considering the reduced dimensions of the matrices $[K]$ and $[K_G]$, if does not exceed of the order of minutes.

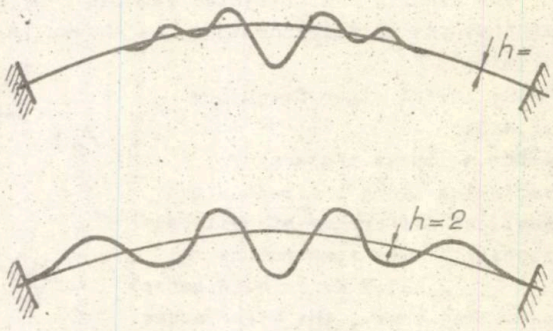


Fig.5

REFERENCES

1. O.C. Zienkiewicz, The Finite Element Method, Mc. Graw-hill New-York, 1977.

2. Corr, R.B. and Jennings, A,A. Simultaneous iteration Algeritm for Symmetric Eigenvalue Problems, International Journal for Numerical Methods in Engineering, p.647-663,1976.

3. Bathe, K-I. Finite Element Procedures In Engineering Analysis, Mc. Graw-hill, 1983.

4. Munteanu Gh.M, Radu Gh., Gogu Gr. Influence of Membrane Stresses on the Eigenfrequencies of Circular Plane Plates, Buletinul Conferinţei de vibraţii în construcţia de maşini, Timişoara, 1985.

5. Radu Gh., Munteanu Gh.M., Gogu Gr. On Eigenvalues problems in the study of the Plates, Buletinul Universităţii din Braşov, seria A,1983.

-Munteanu,Gh.M., Radu Gh., Gogu,Gr.

PROBLEME DE VALORI PROPRII LA PLACI PLANE ŞI CURBE

Rezumat

In lucrare se prezintă un program de element finit pentru rezolvarea problemelor de valori proprii la plăcile curbe axialsimetrice, program bazat pe un element finit semianalitic. Două tipuri de probleme pot fi abordate: determinarea frecvenţelor şi modurilor proprii de vibraţie sau determinarea încărcării şi modul de pierdere a stabilităţii prin bifurcare. De asemenea se pot studia influenţa diferitelor cîmpuri de tensiune de membrană axial simetrice asupra frecvenţelor propriii In lucrarea se prezintă baza teoretică a programului. Prin numărul mic de elemente finite necesare discretizării se ajunge la uşoară scriere a datelor şi la timpi reduşi de calculator.

EIGENVALUE PROBLEMS IN THE STUDY OF THE PLANE AND CURVED PLATES

Abstract

The paper propose a finite element program for the solution of eigen value problems for axially-symmetrical curved plates, based on a semianalytical finite element.

Two types of problems can be tackled: the determination of vibration eigen frequencies and eigen modes and the determination of the load and mode of stability loss by bifurcation. Also the influence of the various the axial symmetrical stress membrane on the eigen frequencies can be studied.

The paper presents the theoretical basis of the program, and finally a few numerical examples for the illustration of the program possibilities.

Due to the small number of finite elements required in discretization, easy data writting and reduced computer time and obtained.

BEWEGUNGSGLEICHUNGEN FÜR EIN FINIT STABELEMENT MIT ALLGEMEINER BEWEGUNG

S.Vlase, Oberassistent, Universität Brasov.

Das Problem der Bestimmung der Bewegungsgleichung für den Finit Stabelement, welches eine planparallele Bewegung durchführt wird in [1], [2], [3], [4], [6] behandelt, wobei wir die Funktionen der Interpolaren in Betracht ziehen.

Weiter nehmen wir uns vor, die Bewegungsgleichung eines Stabes zu bestimmen, der in einer allgemeinen Bewegung im Raum mit einbegriffen ist.

Wir betrachten einen geradlinigen elastischen Stab, der Länge L (Abb.1), mit den Knoten in der Enden des Stabes.

Wir beziehn den Stab auf ein lokales Koordinatensystem Cxyz, wo C das Massenzentrum des Stabes darstellt und in der Mitte des Stabes liegt.

Es wird angenommen, dass die Hauptrichtungen ihre Orientierungen entlang des Stabes beibehalten.

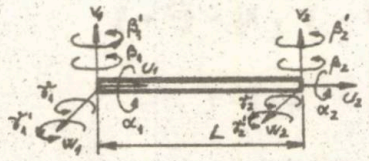


Abb.1

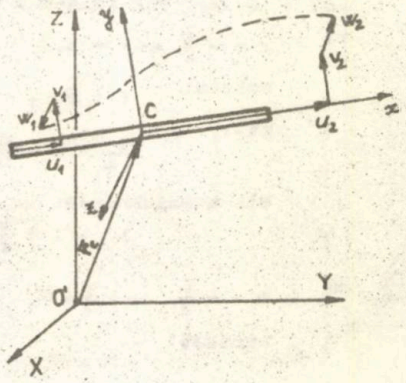


Abb.2

Der Stab hat in bezug auf ein globales Koordinatensystem OXYZ (Abb.2) eine allgemeine Bewegung eines starren Festkörpers, charakterisiert durch:

- die Geschwindigkeit des Zentrums C des mobilen Koordinatensystems in bezug auf ein globales Koordinatensystem: $\bar{v}_c\,(\dot{X}_c, \dot{Y}_c, \dot{Z}_c)$;
- die Beschleunigung des Zentrums C des mobilen Bezugssystems in bezug auf ein globales Koordinatensystem: $\bar{a}_c(\ddot{X}_c, \ddot{Y}_c, \ddot{Z}_c)$;
- den Vektor Winkelgeschwindigkeit ω;
- den Vektor Winkelbeschleunigung ε.

Die Verlagerungen der Enden des Stabes nach den drei Achsen sind u_1, v_1, w_1 und u_2, v_2, w_2 und die Kreisbewegungen der Stabenden um die Achsen y und z sind β_1, γ_1, beziehungsweise β_2, γ_2.

Die Winkel der Verdrehung der Stabenden (nach der Cx-Achse) sind α_1, beziehungsweise α_2.

Mit $\{f\}$ bezeichnen wir den Vektor der Verlagerungen u,v,w eines beliebigen Punktes des Stabes und mit $\{\varphi\}$ den Vektor, des den Drehwinkel α und die Kreisbewegung β, γ des Querschnittes der Stabes enthält.

Für die Stabenden haben wir dann:

$$\{f_1\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \end{Bmatrix} \; ; \; \{f_2\} = \begin{Bmatrix} u_2 \\ v_2 \\ w_2 \end{Bmatrix} \; ; \; \{\varphi_1\} = \begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \beta_1 \\ \gamma_1 \end{Bmatrix} \; ; \; \{\varphi_2\} = \begin{Bmatrix} \alpha_2 \\ \beta_2 \\ \gamma_2 \end{Bmatrix} .$$

Für die Bestimmung der Funktionen der Interpolaren für u,v,w und α setzen wir folgende Bedingungen fest:

a) $x = -\frac{L}{2} \Rightarrow u = u_1$ und $x = \frac{L}{2} \Rightarrow u = u_2$

woraus:

$$u = N_1 u_1 + N_2 u_2 \tag{1}$$

mit:

$$N_1 = 1 - \frac{x'}{L} = 1 - \xi \; , \; N_2 = \frac{x'}{L} = \xi .$$

Wir bezeichneten:

$$x' = x + \frac{L}{2} \quad ; \quad \xi = \frac{x'}{L} \; ;$$

b) $x = -\frac{L}{2} \Rightarrow \xi = \alpha_1$ und $x = \frac{L}{2} \Rightarrow \alpha = \alpha_2$,

woraus:

$$\alpha = N_1 \alpha_1 + N_2 \alpha_2 \; ; \tag{2}$$

c) $x = -\frac{L}{2} \Rightarrow v = v_1$, $w = w_1$, $\beta = \beta_1$, $\gamma = \gamma_1$, $\beta' = \beta_1'$, $\gamma' = \gamma_1'$ und $x = \frac{L}{2} \Rightarrow v = v_2$, $w = w_2$, $\beta = \beta_2$, $\gamma = \gamma_2$, $\beta' = \beta_1'$, $\gamma' = \gamma_1'$

Es folgt:

$$v = N_3 v_1 + N_4 L \gamma_1 + N_5 \frac{L^2}{2} \gamma_1' + N_6 v_2 + N_7 L \gamma_2 + N_8 \frac{L^2}{2} \gamma_2' \quad ; \qquad (3)$$

$$w = N_3 w_1 - N_4 L \beta_1 - N_5 \frac{L^2}{2} \beta_1' + N_6 w_2 - N_7 L \beta_2 - N_8 \frac{L^2}{2} \beta_2' \quad , \qquad (4)$$

wo N_i, $i=\overline{3,8}$ Polynome der Hermite Interpolaren sind:

$$N_3 = 1 - 10\,\xi^3 + 15\,\xi^4 - 6\,\xi^5 \quad ; \qquad N_4 = \xi - 6\,\xi^3 + 8\,\xi^4 - 3\,\xi^5 \quad ;$$

$$N_5 = \xi^2 - 3\,\xi^3 + 3\,\xi^4 - \xi^5 \quad ; \qquad N_6 = 10\,\xi^3 - 15\,\xi^4 + 6\,\xi^5 \quad ;$$

$$N_7 = -4\,\xi^3 + 7\,\xi^4 - 3\,\xi^5 \quad ; \qquad N_8 = \xi^3 - 2\,\xi^4 + \xi^5 \quad .$$

Wir haben folgende Beziehungen:

$$\beta = -\frac{dw}{dx} = -N_3' w_1 + N_4' L \beta_1 + N_5' \frac{L^2}{2} \beta_1' - N_6' w_2 + N_7' L \beta_2 + N_8' \frac{L^2}{2} \beta_2' \quad ; \qquad (5)$$

$$\gamma = \frac{dv}{dx} = N_3' v_1 + N_4' L \gamma_1 + N_5' \frac{L^2}{2} \gamma_1' + N_6' v_2 + N_7' L \gamma_2 + N_8' \frac{L^2}{2} \gamma_2' \quad . \qquad (6)$$

Durch Ableitung erhalten wir folgende Beziehungen:

$$\beta' = -\frac{d^2 w}{dx^2} \approx \frac{1}{\rho_z} = -N_3'' w_1 + N_4'' L \beta_1 + N_5'' \frac{L^2}{2} \beta_1' - N_6'' w_2 + N_7'' L \beta_2 + N_8'' \frac{L^2}{2} \beta_2' \; ; \qquad (7)$$

$$\gamma' = \frac{d^2 v}{dx^2} \approx \frac{1}{\rho_y} = N_3'' v_1 + N_4'' L \gamma_1 + N_5'' \frac{L^2}{2} \gamma_1' + N_6'' v_2 + N_7'' L \gamma_2 + N_8'' \frac{L^2}{2} \gamma_2' \; , \qquad (8)$$

wo $\frac{1}{\rho} = \sqrt{\frac{1}{\rho_y^2} + \frac{1}{\rho_z^2}}$ die Krümmung des Stabes darstellt.

Wir bezeichnen:

$$[N] = \left[\begin{array}{ccc|ccc|ccc|ccc|ccc|ccc} N_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_3 & 0 & 0 & 0 & N_4 & 0 & 0 & N_5 & 0 & N_6 & 0 & 0 & 0 & N_7 & 0 & 0 & N_8 \\ 0 & 0 & N_3 & 0 & -N_4 & 0 & 0 & -N_5 & 0 & 0 & 0 & N_6 & 0 & -N_7 & 0 & 0 & -N_8 & 0 \end{array}\right] ;$$

$$\{\delta\} = \left\{\begin{array}{c}\{\delta_1\} \\ \{\delta_2\}\end{array}\right\} = \left\{\begin{array}{c} f_1 \\ L\varphi_1 \\ L^2 \frac{\varphi_1'}{2} \\ f_2 \\ L\varphi_2 \\ L^2 \frac{\varphi_2'}{2} \end{array}\right\} ; \qquad \{\delta_1\} = \left\{\begin{array}{c} f_1 \\ L\varphi_1 \\ \frac{L^2 \varphi_1'}{2} \end{array}\right\} ; \qquad \{\delta_2\} = \left\{\begin{array}{c} f_2 \\ L\varphi_2 \\ \frac{L^2 \varphi_2'}{2} \end{array}\right\} .$$

Wir erhalten: $\left\{\begin{array}{c} u \\ v \\ w \end{array}\right\} = [N]\{\delta\}$.

Der Ortsvektor des Punktes M in verlagerter Stellung wird durch folgende Beziehung ausgedrückt:

$$\{z\} = \{z_c\} + [R]\begin{Bmatrix} x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + [R][N]\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \{z_c\} + [R]\begin{Bmatrix} x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + [R][N]\{\delta\}, \quad (9)$$

wo die Matrix $[R]$ die Umwandlung der Koordinaten beim Übergang aus dem mobilen Koordinatensystem in das stabile ausdrückt.

Die Geschwindigkeit hat folgenden Ausdruck:

$$\{\dot{r}\} = \{\dot{r}_c\} + [\dot{R}]\begin{Bmatrix} x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + [\dot{R}][N]\{\delta\} + [R][N]\{\dot{\delta}\}. \quad (10)$$

Der Ausdruck der kinetischen Energie des ganzen Stabes ist:

$$E_c = \frac{1}{2}\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \rho\,(A\,\{\dot{r}\}^T\{\dot{r}\} + \{\omega'\}^T[I]\{\omega'\})\,dx \quad (11)$$

wo:

$$[I] = \begin{bmatrix} Ixx & 0 & 0 \\ 0 & Iyy & -Iyz \\ 0 & -Iyz & Izz \end{bmatrix}.$$

Iyy, Izz stellen die Trägheitsmomente des Querschnittes des Stabes dar, in bezug auf die Achse y und z eines Bezugsystems mit dem Zentrum im Schwerpunkt des Elementes $dm = \rho A\,dx$

Iyz ist das zentrifugale Trägheitsmoment und Ixx das polare Trägheitsmoment.

Weil wir y und z als Hauptrichtungen der Trägheit gewählt haben, ist Iyz = o, also:

$$[I] = \begin{bmatrix} Ix & 0 & 0 \\ 0 & Iy & 0 \\ 0 & 0 & Iz \end{bmatrix},$$

wo zur Vereinfachung folgende Bezeichnungen vorgenommen werden:

Ixx = Ix ; Iyy = Iy , Izz = Iz

Die Winkelgeschwindigkeit des Elementes dm ist

$$\{\Omega'\} = \begin{Bmatrix} \Omega_1 \\ \Omega_2 \\ \Omega_3 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{Bmatrix} = \{\Omega\} + [N']\{\delta\}, \quad (12)$$

wo $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3$ die Komponenten des Vektors Winkelgeschwindigkeit $\bar{\omega}$ sind, bezogen auf ein mobiles Koordinatensystem.

Wir bezeichnen:

$$[N'] = \left[\begin{array}{ccc|ccc|ccc|ccc|ccc|ccc} 0 & 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -N_3' & 0 & N_4' & 0 & 0 & N_5' & 0 & 0 & 0 & -N_6' & 0 & N_7' & 0 & 0 & N_8' & 0 \\ 0 & N_3' & 0 & 0 & 0 & N_4' & 0 & 0 & N_5' & 0 & N_6' & 0 & 0 & 0 & N_7' & 0 & 0 & N_8' \end{array}\right].$$

Dann:

$$\{\Omega'\} = \{\Omega\} + [N']\{\dot{\delta}\}. \quad (12')$$

Für die kinetische Energie haben wir folgenden Ausdruck:

$$\begin{aligned} E_c = \frac{1}{2}\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \rho A\Big(\{\dot{r}_c\}^T + [x\ 0\ 0][\dot{R}]^T + \{\delta\}^T[N]^T[\dot{R}]^T + \{\dot{\delta}\}^T[N]^T[R]^T\Big) \cdot \\ \cdot\Big(\{\dot{r}_c\} + [\dot{R}]\begin{Bmatrix} x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + [\dot{R}][N]\{\delta\} + [R][N]\{\dot{\delta}\}\Big)\,dx \\ + \frac{1}{2}\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \rho\Big(\{\Omega\}^T + \{\dot{\delta}\}^T[N']^T\Big)\,[I]\,\Big(\{\Omega\} + [N']\{\dot{\delta}\}\Big)\,dx \end{aligned} \quad (13)$$

Die Matrix $[R]$, welche die Kreisbewegung des mobilen Kreissystems darstellt, ist eine orthogonale Matrix [5], also

$$[R][R]^T = [E], \tag{14}$$

wo $[E]$ eine Einheitsmatrix ist. Durch Ableitung erhalten wir:

$$[\dot{R}][R]^T + [R][\dot{R}]^T = [o]. \tag{15}$$

Wir haben:

$$[\dot{R}][R]^T = [\tilde{\omega}], \tag{16}$$

wo $[\tilde{\omega}]$ der Operator Winkelgeschwindigkeit ist, bezogen auf ein globales Koordinatensystem. Das Produkt der Matrizen $[\tilde{\omega}]\{a\}$ stellt das vektorielle Produkt $\bar{\omega} \times \bar{a}$ dar.

Wir haben auch:

$$[\varepsilon] = [\ddot{R}][R]^T + [\dot{R}][\dot{R}]^T, \tag{17}$$

wo $[\tilde{\varepsilon}]$ der Operator Winkelbeschleunigung ist, bezogen auf ein globales Koordinatensystem.

Es folgt:

$$[\ddot{R}][R]^T = [\tilde{\varepsilon}] - [\dot{R}][\dot{R}]^T = [\tilde{\varepsilon}] - [\dot{R}][R]^T[R][\dot{R}]^T =$$

$$= [\tilde{\varepsilon}] - \left([R][\dot{R}]^T\right)^T\left([R][\dot{R}]^T\right) = [\tilde{\varepsilon}] + [\tilde{\omega}][\tilde{\omega}] \tag{18}$$

da: $[\tilde{\omega}]^T = -[\omega]$.

Wir haben:

$$[\tilde{\omega}] = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_3 & \omega_2 \\ \omega_3 & 0 & -\omega_1 \\ -\omega_2 & \omega_1 & 0 \end{bmatrix} \quad ; \quad [\tilde{\varepsilon}] = \begin{bmatrix} 0 & -\varepsilon_3 & \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 & 0 & -\varepsilon_1 \\ -\varepsilon_2 & \varepsilon_1 & 0 \end{bmatrix},$$

und

$$[\tilde{\omega}][\tilde{\omega}] = \begin{bmatrix} -\omega_2^2 - \omega_3^2 & \omega_1\omega_2 & \omega_1\omega_3 \\ \omega_1\omega_2 & -\omega_3^2 - \omega_1^2 & \omega_2\omega_3 \\ \omega_1\omega_3 & \omega_2\omega_3 & -\omega_1^2 - \omega_2^2 \end{bmatrix}.$$

Wir bezeichnen mit $[\tilde{\Omega}]$ und $[\tilde{\varepsilon}]$ die Operatoren der Winkelgeschwindigkeit und der Winkelbeschleunigung bezogen auf ein lokales Koordinatensystem Cxyz. Es bestehen die Beziehungen:

$$[\tilde{\Omega}] = [R]^T[\omega][R] \quad ; \quad [\tilde{\varepsilon}] = [R]^T[\tilde{\varepsilon}][R]. \tag{19}$$

Aus (16) und (18) erhalten wir:

$$[R][\dot{R}] = [\tilde{\Omega}]; \tag{2o.a}$$

$$[R][\ddot{R}] = [\tilde{\varepsilon}] + [\tilde{\Omega}][\tilde{\Omega}]. \tag{2o.b}$$

Beziehungen, welche in der Lagrange Gleichung verwendet werden.

Weiter wird die potentielle Energiemenge berechnet, die im Laufe der Verformung im Stab gesammelt wird.

Die Energie, die der Biegung entspricht, wird in folgender Beziehung wiedergegeben:

$$E_{p_1} = \frac{1}{2} \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \left[\left(E\, I_y \left(\frac{d^2 w}{dx^2}\right)^2 + E I_z \left(\frac{d^2 v}{dx^2}\right)^2 \right] dx =$$

$$= \frac{1}{2} \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} (E\, I_y \beta'^2 + E I_z \gamma'^2) dx \quad . \tag{21}$$

Aber

$$\beta' = [\, o \;\; p \;\; -N_3'' \,\vdots\, o \;\; N_4'' \;\; o \,\vdots\, o \;\; N_5'' \;\; o \,\vdots\, o \;\; o \;\; -N_6'' \,\vdots\, o \;\; N_7'' \;\; o \,\vdots\, o \;\; N_8'' \;\; o\,]\{\delta\} =$$
$$= [\, N_{(2)}'' \,]\{\delta\} \;;$$

$$\gamma' = [\, o \;\; N_3'' \;\; o \,\vdots\, o \;\; o \;\; N_4'' \,\vdots\, o \;\; o \;\; N_5'' \,\vdots\, o \;\; N_6'' \;\; o \,\vdots\, o \;\; o \;\; N_7'' \,\vdots\, o \;\; o \;\; N_8''\,]\{\delta\} =$$
$$= [\, N_{(3)} \,]\{\delta\} \,.$$

die Bezeichnungen wurden schon früher erläutert.

Dann folgt:

$$E_{p_1} = \frac{1}{2} \{\delta\}^T \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} (E\, I_y [N_{(2)}'']^T [N_{(2)}''] + E\, I_u [N_{(3)}'']^T [N_{(3)}''])\, dx \{\delta\} \tag{21'}$$

Die Energie, durch axiale Verformung entstanden, ist:

$$E_{pa} = \frac{1}{2} \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} E\, P \left(\frac{du}{dx}\right)^2 dx = \frac{1}{2} \{\delta\}^T \left(\int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} [N_{(1)}'] [N_{(1)}'] \, E\, A\, dx \right) \{\delta\} , \tag{22}$$

wo:

$$[N_{(1)}'] = [N_1' \;\; o \;\; o \,\vdots\, o \;\; o \;\; o \,\vdots\, o \;\; o \;\; o \,\vdots\, N_2' \;\; o \;\; o \,\vdots\, o \;\; o \;\; o \,\vdots\, o \;\; o \;\; o\,]$$

und jene durch Drehung hervorgerufen, beträgt:

$$E_{pt} = \frac{1}{2} \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} G\, I_p \left(\frac{d\alpha}{dx}\right)^2 dx = \frac{1}{2} \{\delta\}^T \left(\int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} [N_{(4)}'] [N_{(4)}'] \; G\, I_p\, dx \right) \{\delta\} , \tag{23}$$

wo:

$$[N_{(4)}] = [\, o \;\; o \;\; o \,\vdots\, N_1' \;\; o \;\; o \,\vdots\, o \;\; o \;\; o \,\vdots\, o \;\; o \;\; o \,\vdots\, N_2' \;\; o \;\; o \,\vdots\, o \;\; o \;\; o\,] .$$

Die axiale Kraft P in einem beliebigen Querschnitt des Stabes ergibt, wenn man die axiale Verformung vernachlässigt, folgende Energie:

$$E_{ea} = \frac{1}{2} \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} P \left[\left(\frac{dv}{dx}\right)^2 + \left(\frac{dw}{dx}\right)^2 \right] dx = \frac{1}{2} \{\delta\}^T \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} P ([N_{(3)}']^T [N_{(3)}'] + [N_{(2)}']^T [N_{(2)}'])\, dx \{\delta\} . \tag{24}$$

Die mechanische Arbeit der verteilten Kräfte ist:

$$W_d = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} (p_x u + p_y v + p_z w + m_x \alpha + m_y \beta' + m_z \gamma')\, dx =$$
$$= \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} [\, p_x p_y p_z \; m_x m_y m_z \,] \begin{bmatrix} N \\ N' \end{bmatrix} \{\delta\}\, dx , \tag{25}$$

und jene der in den Knoten konzentrierten Kräfte $\{Q\}$ beträgt:

$$W_c = \{Q\}^T \{\delta\} . \tag{26}$$

Die Lagrange Gleichung für den Stab hat folgenden Ausdruck:

$$\mathcal{L} = E_c - E_p - E_a + W_d + W_c . \tag{27}$$

Wenn wir die Lagrange Gleichung anwenden und die Rechnungen ausführen erhalten wir die Bewegungsgleichung für den Stab:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + 2\,[\Omega_1([M_{3x}]-[M_{2x}]) + \Omega_2([M_{1x}]-[M_{3x}]) + \Omega_3([M_{2x}]-[M_{1x}])]\{\dot{\delta}\} +$$

$$[[K] + \xi_1([M_{3x}]-[M_{2x}]) + \xi_2([M_{1x}]-[M_{3x}]) + \xi_3([M_{2x}]-[M_{1x}]) + [M_{1x}](\Omega_2^2+\Omega_3^2) +$$

$$+[M_{2x}](\Omega_1^2+\Omega_3^2) + [M_{3x}](\Omega_1^2+\Omega_2^2) - ([M_{1x}]+[M_{2x}])\Omega_1\Omega_2 - ([M_{1x}]+[M_{3x}])\Omega_1\Omega_3 -$$

$$-([M_{3x}]+[M_{2x}])\Omega_2\Omega_3]\{\delta\} = \{Q\} + \{Q^*\} - \xi_2\{M_{3x}\} - \xi_3\{M_{2x}\} -$$

$$-(\Omega_2^2+\Omega_3^2)\{M_{1x}\} + \Omega_1\Omega_2\{M_{2x}\} + \Omega_1\Omega_3\{M_{3x}\} - [M_{0x}][R]^T\{\ddot{r}_c\} - [M_{1x}]\{\ddot{\xi}\}. \tag{29}$$

Es wurden folgende Bezeichnungen gewählt:

$$[K_i] = (E\,I_y\,[N_{(2)}][N_{(2)}] + E\,I_z\,[N_{(3)}][N_{(3)}])\,dx\,;$$

$$[K_a] = EA\,[N_{(1)}][(N_{(1)}]\,dx;\quad K_t = G\,I_p\,[N_{(4)}][N_{(4)}]\,dx\,;$$

$$[K\ \ ] = (P\,[N_{(2)}][N_{(2)}] + P\,[N_{(3)}][N_{(3)}])\,dx\,;$$

$$[K] = [K_i] + [K_a] + [K_t] + [K_{ca}]\,;$$

$$[M_{0t}] = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \rho\,A\,[N]^T dx\,;\quad [M_t] = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \rho\,A\,[N]^T[N]\,dx\,;$$

$$[M_r] = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \rho\,[N']^T[I][N']\,dx\,;\quad [M] = [M_t] + [M_r]\,;$$

$$[M_{ic}] = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \rho\,[N']^T dx\,;\quad \{Q^*\} = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} [p_x p_y p_z\ m_x m_y m_z]\begin{bmatrix} N \\ N' \end{bmatrix} dx\,;$$

$$[M_{ij}] = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} [N_{(i)}]^T[N_{(j)}]\,\rho\,A\,dx\,;\quad i,j = 1,2,3\,;$$

$$[M_{ix}] = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} [N_i]\,x\,\rho\,A\,dx\,,\quad i = 1,2,3\,.$$

Literatur

1. Bahgat,B.,M.Willmert,K,D. Finite Element Vibrational Analysis of Planar Mechanisms. Mechanism and Machine Theory,1976,vol.11,p.47.
2. Cleghorn,W.L.,Fenton,R.G.-Tabarrok,B. Finite Element Analysis of High-Speed Flexible Mechanism.Mechanism and Machine Theory,vol. 16,No.4,p.407,1981.
3. Pandrea,N.,Nicolaescu,N. Analiza cinetostatică a mecanismelor plane cu cuple superioare prin metoda elementelor finite. Simpozion Mecanisme şi Transmisii Mecanice,Timişoara,oct.1980,p.255.
4. Vlase,S. Elastodynamische Analyse der Mechanischen Systeme durch die Methode der Finiten Elemente.Buletinul Universităţii Braşov,1984.
5. Vlase,S. Ecuaţiile de mişcare pentru element finit plan.Obţinerea ecuaţiilor.Lucrările simpozionului Prasic,noiembrie 1982, Braşov, vol.I, p.183.
6. Vlase,S. Asupra ecuaţiei de mişcare a mecanismelor în metoda elementului finit.Lucrările simpozionului Prasic,noiembrie ,1982, Braşov, vol.I, p.189.

VLASE,S.

ECUAȚIILE DE MIȘCARE PENTRU ELEMENT FINIT BARĂ CU MIȘCARE GENERALĂ

Rezumat

Lucrarea își propune deducerea ecuațiilor de mișcare pentru un element finit bară, antrenat împreună cu sistemul de corpuri pe care îl discreditează, într-o mișcare generală. Efectele inerțiale ale mișcării "de rigid" se manifestă prin apariția în ecuațiile de mișcare a unor termeni suplimentari, determinați atît de proprietățile elastice și masice ale elementului cît și de cîmpul de accelerații.

Acești termeni vor genera neliniaritatea ecuațiilor de mișcare. Raportarea la sistemul global a ecuațiilor obținute și asamblarea sistemelor obținute se execută cu tehnicile clasice din metoda elementelor finite, cu mențiunea că matricile de rotație, variabile în timp, reprezintă încă un factor de neliniaritate.

BEWEGUNGSGLEICHUNG FÜR EIN FINIT ELEMENT STAB MIT ALLGEMEINER BEWEGUNG

Zusamenfasung

Die Arbeit verfolgt die Ableitung der Bewegungsgleichung für ein Finit Element, welches zusammen mit einem Körpersystem eine allgemeine Bewegung ausübt. Die Trägheitseffekte der Bewegung des "starren Testkörpers" kommen zum Ausdruck, durch das Auftreten einiger zusetzlichen Glieder in der Bewegungsgleichung, die sowohl von der Masseneigenschaften und den elastischen Eigenschaften des Elementes, als auch von dem Beschleunigungsfeld bestimmt werden.

Dieser Glieder verursachen die Nichtliniarität der Bewegungsgleichung. Das Koordonieren mit dem globalen System der erhaltenen Systemen wird mit den klassischen Techniken der Methoden für Finit Element durchgeführt, wobei noch gesagt werden muss, das die zeitveränderliche Rotationsmatrix auch ein Faktor der Nichtliniarität darstellt.

PLANETENRADLENKGETRIEBE MIT NULLEISTUNGSWELLE

Dr.Ing.Dorin Diaconescu, Oberassistent an der Universität Braşov;

Dr.Ing.Aurel Jula, Dozent an der Universität Braşov.

1. Einführung

In der Arbeit wird die strukturelle, kinematische und dynamische Analyse (Studium der Drehmomente ohne und mit Berücksichtigung der Reibung, Analyse des theoretischen Leistungsflusses[x]) für ein vertretendes Schema des Planetenlenkgetriebes mit Nulleistungswelle ausgeführt. Die erhaltenen Ergebnisse sind beim Entwurf dieser Getriebe nützlich.

2. Bezeichnungen

B - Radspur.

R - Wendekreishalbmesser (R_s - Linksdrehung; R_d - Rechtsdrehung).

$M_I, M_{I'}, M_{II}, M_{II'}, M_K, M_L$ - Freiheitsgrade der Getriebe I...L (Bild 1).

L_o, M - Zahl der Kopplungen (Bindungen) zwischen den Getrieben, die das Getriebeaggregat aus Bild 1 zusammensetzen, und Freiheitsgrad des Aggregates.

L - Zahl der An- und Abtriebe.

$M_j, \tilde{M}_j$ - Drehmoment des Gliedes j, ohne und mit Reibungsberücksichtigung.

ω_j - Winkelgeschwindigkeit des Gliedes j.

$i^z_{xy} = \omega_{xy}/\omega_{yz}$; $i_{xy} = \frac{\omega_x}{\omega_y}$ - Übersetzungsverhältnis.

K, D - Schaltgetriebe und Steuergetriebe der Lenkung.

ρ, ν - Wende- und Momentbelastungskoeffizient ($\rho_s = \omega_H/\omega_{H'}$; $\rho_d = \omega_{H'}/\omega_H$; $\nu_s = M_H/M_{H'}$; $\nu_d = M_{H'}/M_H$).

$N_j = M_j\omega_j$, $\tilde{N}_j = \tilde{M}_j\omega_j$ - Leistung des Gliedes j ohne und mit Reibung.

z_j - Zähnezahl des Rades j.

---

x) Bestimmung des Wirkungsgrades.

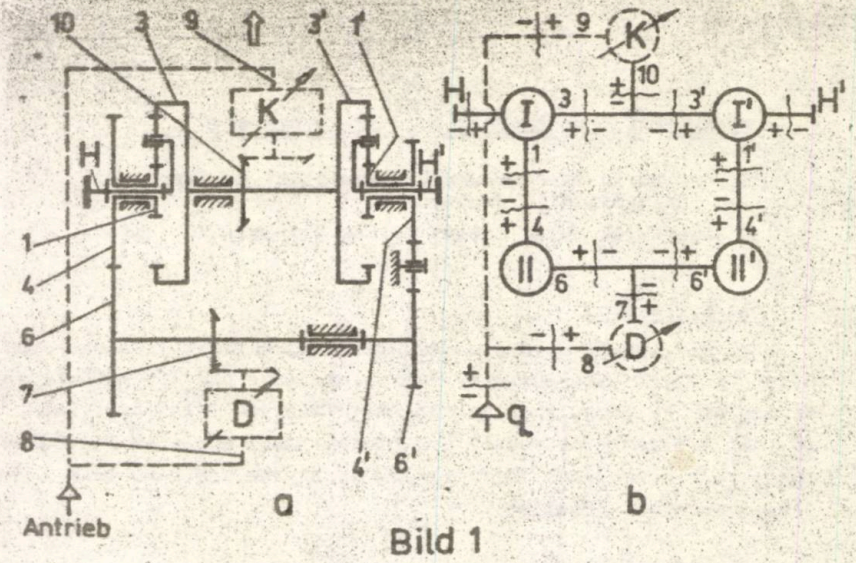
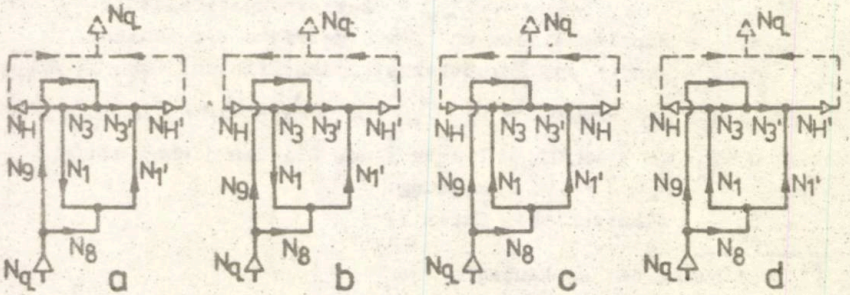


Bild 1

Tafel 1

ε	N_H	$N_{H'}$	N	N_1	N_8	N_9	N_3	$N_{3'}$	X_1	$X_{1'}$		X_2	$X_{2'}$	X_K	X_D
$\vartheta_S > 0$															
$[0,-i_0^{-1}] \cup [-i_0^{-1},1)$	$\lvert N_H\rvert<1$	$\lvert N_{H'}\rvert<1$	−	+	+	+	+	+	−1	−1	+1	+1	−1	+1	−1
$[1,+\infty)$	+	$\lvert N_{H'}\rvert>1$	−	+	+	+	+	+	−1	+1		+1	−1	+1	−1
$\vartheta_S < 0$															
$[0,-i_0^{-1}] \cup [-i_0^{-1},1)$	+	$\lvert N_{H'}\rvert>1$	+	+	+	+	−	+	+1	−1	−1	−1	−1	+1	−1
$[1,+\infty)$	$\lvert N_H\rvert<1$	$\lvert N_{H'}\rvert<1$	+	+	+	+	−	+	+1	+1		−1	−1	+1	−1



$\begin{cases}\vartheta_S > 0\\ \varepsilon \in [0,1)\end{cases}$ $\begin{cases}\vartheta_S > 0\\ \varepsilon \in (1,+\infty)\end{cases}$ $\begin{cases}\vartheta_S < 0\\ \varepsilon \in [0,1)\end{cases}$ $\begin{cases}\vartheta_S < 0\\ \varepsilon \in (1,+\infty)\end{cases}$

Bild 2

$\varepsilon = i_D \cdot i_K/(-i_o)$ - bei der kinematischen und dynamischen Analyse des Lenkgetriebes verwendeter kinematischer Parameter.

$\bar{i}_{xy} = -M_y/M_x$ - Momenteverhältnis.

η, η_{oj} - Bezeichnung des Wirkungsgrades und Bezeichnung des Wirkungsgrades eines einfachen Planetengetriebes j, unter der Voraussetzung, dass dessen Steg festgehalten wird.

$x_j = \pm 1$ - Exponent, der dem Wirkungsgrad η_{oj} beigeordnet wird um den Richtungssinn des Leistungsflusses bei festgehaltenem Steg H_j identifizieren zu können.

Voraussetzung: Da Rechtsdrehung (d) und Linksdrehung (s) analog sind, wird im folgenden nur die Linksdrehung analysiert.

3. Strukturelle Analyse

In Übereinstimmung mit Bild 1, a und b, wird das betrachtete Getriebe durch die Grössen:

$$M = M_I + M_{I'} + M_{II} + M_{II'} + M_K + M_D - L_C = 2+2+1+1+1+1-7 = 1\,;$$

$$L = 3 : (M_Q, \omega_Q), (M_H, \omega_H), (M_{H'}, \omega_{H'})\,.$$

charakterisiert.

Für die Definierung der unabhängigen An- und Abtriebsgrössen werden folgende kennzeichnende Parameter eingeführt:

- bei Linksdrehung: $\rho_s = \frac{\omega_H}{\omega_{H'}}$, $|\rho_s| \leq 1$; $\nu_s = \frac{M_H}{M_{H'}}$, $-1 \leq \nu_s \leq 1$;
- bei Rechtsdrehung: $\rho_d = \frac{\omega_{H'}}{\omega_H}$, $|\rho_d| \leq 1$; $\nu_d = \frac{M_{H'}}{M_H}$, $-1 \leq \nu_d \leq 1$.

Bei Verwendung dieser Parameter werden weiter ω_Q, M_Q und ν als unabhängige Grössen betrachtet; offensichtlich werden die strukturellen Funktionsbedingungen ($L = 3 > M = 1 > 0$) erfüllt.

4. Kinematische Analyse

Aus dem im Bild 1,b dargestellten Getriebesinnbild und auf Grund des kinematischen Schemas aus Bild 1,a werden folgende kinematische Korrelationen erhalten:

$$\omega_3 = \omega_{3'} = \omega_{10} = \omega_Q \cdot i_K^{-1}\,;$$

$$\omega_1 = \omega_Q \cdot i_{02} \cdot i_D \; ; \quad \omega_{1'} = \omega_Q \cdot i'_{02} \cdot i_D \; ;$$

$$\omega_4 = \omega_1 \; ; \quad \omega_{4'} = \omega_{1'} \; ;$$

$$\omega_6 = \omega_{6'} = \omega_7 = \omega_Q \cdot i_D \; ;$$

$$\omega_H = i^3_{H1} \cdot \omega_1 + i^1_{H3} \cdot \omega_3 =$$

$$= \frac{\omega_1}{1-i_o} + \frac{-i_o}{1-i_o}\,\omega_3 = \omega_Q \frac{i_{02} \cdot i_D \cdot i_K - i_o}{i_K(1-i_o)} \; ;$$

$$\omega_{H'} = \frac{\omega'_1}{1-i'_o} + \frac{-i'_o}{1-i'_o}\,\omega_{3'} = \omega_Q \frac{i'_{02} \cdot i_D \cdot i_K - i'_o}{i_K(1-i'_o)} \; .$$

$$i_o = i^H_{13} = -\frac{Z_3}{Z_1} \; ; \quad i'_o = i^{H'}_{1'3'} = -\frac{Z_{3'}}{Z_{1'}} \; ; \quad i_o = i'_o \; ;$$

$i_K = i_{9,10}$ - regelbar; $i_D = i_{78}$ - regelbar.

Diese Beziehungen berücksichtigend ergeben sich:

- Wendekoeffizient bei Linksdrehung

$$\rho_s = \frac{\omega_H}{\omega_{H'}} = \frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \; ; \quad \varepsilon = \frac{i_D \cdot i_K}{-i_o} \; ; \quad |\rho_s| \leq 1 \Rightarrow \varepsilon \geqslant 0 \; ;$$

- Wendekreishalbmesser bei Linksdrehung

$$R_s = \frac{B}{2}\,\frac{\omega_{H'} + \omega_H}{\omega_{H'} - \omega_H} = \frac{B}{2}\,\frac{1+\rho_s}{1-\rho_s} = \frac{B}{2\varepsilon} \; ; \quad R \in (0, \infty) \; ;$$

$R_s = \infty$ (geradlinige Fahrt) $\Rightarrow \varepsilon = 0 \Rightarrow i_D = 0 \Rightarrow$

$\Rightarrow \omega_7 = 0 \Rightarrow$ das Steuergetriebe L ist ausgeschaltet,

$R_s = B$ (Drehung auf einer Raupe) $\Rightarrow \varepsilon = 1 \Rightarrow i_D \cdot i_K/(-i_o) = 1$;

$R_s = 0$ (Drehung am Platz) $\Rightarrow \varepsilon = \infty \Rightarrow i_K = \infty \Rightarrow$

$\Rightarrow \omega_{10} = 0 \Rightarrow$ das Schaltgetriebe K ist ausgeschaltet,

- Wendekoeffizient bei Rechtsdrehung

$$\rho_d = \frac{\omega_{H'}}{\omega_H} = \frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon} \; ; \quad \varepsilon = \frac{i_D \cdot i_K}{-i_o} \; ; \quad |\rho_d| \leq 1 \Rightarrow \varepsilon \leq 0 \; ;$$

- Wendekreishalbmesser bei Rechtsdrehung

$$R_\delta = \frac{B}{2}\,\frac{1+\rho}{1-\rho} = -\frac{B}{2\varepsilon} \quad ; \quad R \in (0, \infty) \; .$$

5. Momentenanalyse

Zur Vereinfachung werden zuerst die Momente ohne Berücksichtigung der Reibung analysiert. Gemäss Bild 1,b, mit den angenommenen Bezeichnungen und mit den festgelegten kinematischen Beziehungen kann folgendes Gleichungssystem geschrieben werden (s.Bild 1,b):

$$M_2 - M_8 - M_9 = 0 \; ;$$
$$M_{10} + i_K \cdot M_9 = 0 \; ;$$
$$-M_{10} - M_3 - M_{3'} = 0 \; ;$$
$$M_3 + i_0 M_1 = 0 \; ;$$
$$M_1 + M_3 + M_H = 0 \; ;$$
$$M_{3'} + i_0' M_{1'} = 0 \; ;$$
$$M_{1'} + M_{3'} + M_{H'} = 0 \; ;$$
$$-M_1 - M_4 = 0 \; ;$$
$$-M_{1'} - M_{4'} = 0 \; ;$$
$$M_6 + i_{02} M_4 = 0 \; ;$$
$$M_{6'} + i_{02}' M_{4'} = 0 \; ;$$
$$-M_6 - M_{6'} - M_7 = 0 \; ;$$
$$M_8 + i_D M_7 = 0 \; ;$$
$$\frac{M_H}{M_{H'}} = \vartheta_S \; ; \; -1 \leq \vartheta_S \leq 1 \text{ (Linkdrehung)}$$

Durch Lösung dieses Systems werden die Beziehungen:

$$M_H = \vartheta_S \cdot M_{H'} \; ; \qquad M_{4'} = \frac{1}{1-i_0'} M_{H'} \; ;$$
$$M_1 = -\frac{\vartheta_S}{1-i_0} M_{H'} \; ; \qquad M_6 = \frac{-i_{02}\vartheta_S}{1-i_0} M_{H'} \; ;$$
$$M_{1'} = \frac{-1}{1-i_0'} M_{H'} \; ; \qquad M_{6'} = \frac{-i_{02}'}{1-i_0'} M_{H'} \; ;$$
$$M_3 = \frac{i_0 \vartheta_S}{1-i_0} M_{H'} \; ; \qquad M_8 = -i_D\left(\frac{\vartheta_S i_{02}}{1-i_0} + \frac{i_{02}'}{1-i_0'}\right) M_{H'} \; ;$$

$$M_{3'} = \frac{i_o'}{1-i_o'} M_{H'} \; ; \qquad M_9 = \frac{1}{i_K}\left(\frac{\vartheta_S i_o}{1-i_o} + \frac{i_o'}{1-i_o'}\right) M_{H'} \; ;$$

$$M_4 = \frac{\vartheta_S}{1-i_o} M_{H'} \; ; \qquad M_{H'} = \left[\vartheta_S \frac{i_o - i_{02} i_D i_K}{i_K (1-i_o)} + \right.$$

$$\left. + \frac{i_o' - i_{02}' i_D i_K}{i_K (1-i_o')}\right]^{-1} .$$

erhalten.

Die Momenteanalyse "mit Reibung" beschränkt sich auf die Bestimmung der Ausdrücke der Momente M_j auf Grund der Ausdrücke der Momente ohne Reibung M_j[2]:

$$M_j = f_j(i_{oK}) M_q \Rightarrow \tilde{M}_j = f_j(\bar{i}_{oK}) \tilde{M}_q \; ;$$

$$\bar{i}_o = i_o \eta_{01}^{x1} \; ; \; \bar{i}_o' = i_o' \eta_{01'}^{x1'} \; ; \; \eta_{01} = \eta_{13}^{H} \; ; \; \eta_{01'} = i_{1'3'}^{H'} \; ;$$

$$\bar{i}_{02} = i_{02} \eta_{02}^{x2} \; ; \; \bar{i}_{02}' = i_{02}' \eta_{02'}^{x2'} \; ; \; \eta_{02} = \eta_{46} \; ; \; \eta_{02'} = \eta_{4'6'} \; ;$$

$$\bar{i}_K = i_K \eta_K^{xK} \; ; \; \bar{i}_D = i_D \eta_D^{xD} \; ; \; \eta_K = \eta_{910} \; ; \; \eta_D = \eta_{78} \; ;$$

$$x_1 \; ; \; x_1' \; ; \; x_2 \; ; \; x_2' \; ; \; x_K \; ; \; x_D = \pm 1 .$$

6. Theoretischer Leistungsfluss und Bestimmung der Exponenten $x_1 \ldots x_D$

Auf Grund der Ausdrücke der Winkelgeschwindigkeiten und der Momente ohne Reibung, werden folgende Verhältnisse der Leistungen festgesetzt:

$$\frac{N_1}{N_q} = \frac{M_1 \omega_1}{M_q \omega_q} = -\varepsilon \vartheta_S A \; ; \qquad \frac{M_1 \omega_1'}{M_q \omega_q} = \varepsilon A \; ;$$

$$\frac{N_8}{N_q} = \frac{M_8 \omega_8}{M_q \omega_q} = \varepsilon (1-\vartheta_S) A \; ; \qquad \frac{M_9 \omega_9}{M_q \omega_q} = (1+\vartheta) A \; ;$$

$$\frac{N_H}{N_q} = \frac{M_H \omega_H}{M_q \omega_q} = \vartheta_S (\varepsilon - 1) A \; ; \qquad \frac{M_{H'} \omega_{H'}}{M_q \omega_q} = -(\varepsilon + 1) A \; ;$$

$$\frac{N_3}{N_q} = \frac{M_3\,\omega_3}{M_q\,\omega_q} = \vartheta_s A \quad ; \qquad \frac{M_{3'}\,\omega_{3'}}{M_q\,\omega_q} = A \; .$$

Aus der Analyse der Ausdrücke der Leistungsv. ältnisse re - sultieren die Richtungen des theoretischen Leistungsflusses und es können, implizite, die werte der Exponenten $x_1 \ldots x_D$ festgesetzt werden; diese Ergebnisse wurden in Tafel 1 und Bild 2 zusammenge - fasst; die Werte der Exponenten $x_1 \ldots x_D$ wurden mit Hilfe der Beziehungen [1,2]:

$$x_1 = sgn\,\frac{M_1(\omega_1 - \omega_H)}{M_q\,\omega_q} = sgn\,\vartheta_s\,(i_0^{-1} - \varepsilon)\,A = \pm 1 \quad ;$$

$$x_{1'} = sgn\,\frac{M_{1'}(\omega_{1'} - \omega_{H'})}{M_q\,\omega_q} = sgn\,(i_0^{-1} + \varepsilon)\,A = \pm 1 \quad ;$$

$$x_2 = sgn\,\frac{-M_1\omega_1}{M_q\omega_q} = sgn\,\varepsilon\,\vartheta_s A = \pm 1 \quad ;$$

$$x_{2'} = sgn\,\frac{-M_{1'}\omega_{1'}}{M_q\omega_q} = sgn\,(-\varepsilon A) = \pm 1 \quad ;$$

$$x_K = sgn\,\frac{M_g\omega_g}{M_q\omega_q} = sgn\,(1 + \vartheta_s)\,A = \pm 1 \quad ;$$

$$x_D = sgn\,\frac{-M_g\omega_g}{M_q\omega_q} = sgn\,\varepsilon\,(\vartheta_s - 1)\,A = \pm 1 \quad ;$$

$$A = (1 + \vartheta_s) + \varepsilon\,(1 - \vartheta_s) \quad ; \quad \varepsilon \geqslant 0 \; .$$

festgesetzt.

Auf Grund dieser Ergebnisse wird die Berechnung der Momente mit Reibung und des Wirkungsgrades möglich.

7. Wirkungsgrad

Die im Bild 2 zusammengefassten charakteristischen Situationen des Leistungsflusses werden durch folgende Ausdrücke der Wirkungsgrade gekennzeichnet:

$$\eta_a, \eta_d = -\frac{\tilde{N}_H + \tilde{N}_{H'}}{\tilde{N}_Q} = -\frac{\tilde{M}_H \omega_H + \tilde{M}_{H'} \omega_{H'}}{\tilde{M}_Q \omega_Q} = \frac{\bar{i}_{QH}}{i_{QH}} + \frac{\bar{i}_{QH'}}{i_{QH'}} ;$$

$$\eta_c, \eta_b = -\frac{\tilde{N}_{H'}}{\tilde{N}_H + \tilde{N}_Q} = -\frac{\tilde{M}_{H'} \omega_{H'}}{\tilde{M}_H \omega_H + \tilde{M}_Q \omega_Q} = \left[\frac{\bar{i}_{H'H}}{i_{H'H}} + \frac{\bar{i}_{H'Q}}{i_{H'Q}} \right]^{-1} ;$$

$$\bar{i}_{QH} = -\frac{\tilde{M}_H}{\tilde{M}_Q} ; \quad i_{QH} = \frac{\omega_Q}{\omega_H} ; \quad \bar{i}_{QH'} = -\frac{\tilde{M}_{H'}}{\tilde{M}_Q} ,$$

$$i_{QH'} = \frac{\omega_Q}{\omega_{H'}} ;$$

$$\bar{i}_{H'H} = -\frac{M_H}{M_{H'}} ; \quad i_{H'H} = \frac{\omega_{H'}}{\omega_H} ; \quad i_{H'Q} = -\frac{M_Q}{M_{H'}} ;$$

$$i_{H'Q} = \frac{\omega_Q}{\omega_{H'}} ,$$

worin mit $\eta_a \ldots \eta_d$ die den Schemata a...d aus Bild 2 entsprechenden Wirkungsgrade bezeichnet wurden.

7. Schlussfolgerungen

Die infolge der strukturellen, kinematischen und dynamischen Analyse festgesetzten Beziehungen stellen Hauptelemente beim Entwerfen dieser Planetenradlenkgetriebeart dar. Aus der Analyse der erhaltenen Ergebnisse lassen sich folgende Schlüsse ziehen:

- die Nulleistungswelle (Welle der Räder 6-6') hat Nulleistung nur bei geradliniger Fahrt; bei Kurvenfahrt fliesst durch die Welle 6-6' eine Leistung (s.Bild 2);
- der Wendekreishalbmesser hängt sowohl von der Übersetzung im Schaltgetriebe K, wie auch von der Übersetzung im Steuergetriebe D ab;
- die Verwirklichung einer erhöhten Wendigkeit erfordert die

Verwendung einer grösseren Stufenzahl beim Steuergetriebe D; die Anwendung eines Steuergetriebes D mit stufenloser Regelung des Übersetzungsverhältnisses gewährt die ideale Wendigkeit;

- neben den charakteristischen geometrisch-kinematischen Grössen wird der Leistungsfluss (Bild 2) auch vom Belastungskoeffizient ν beeinflusst; je nach den Werten der Parameter ν und ε unterscheiden sich Betriebszustände mit sich durch den Boden schliessenden Leistungsfuss (s.Bild, 2,b und c) und Betriebszustände ohne sich durch den Boden schliessenden Leistungsfluss (s.Bild 2,a und d).

Literaturverzeichnis

1. JULA,A., DIACONESCU,D. Das theoretische Modell der Kurvenfahrt von Raupenschleppern.In: Buletinul Universităţii din Braşov, seria A, Mecanică aplicată şi construcţia de maşini, Bd. XXIV, 1982,S.59...66.
2. DIACONESCU,D., MUNTEANU,O. Dynamische Aspekte der Planetengetriebe. In:Buletinul Universităţii din Braşov,seria A,Mecanică aplicată şi construcţia de maşini,Bd.XXV, 1983,S.47...54.

DIACONESCU,D., JULA,A.

MECANISME DE DIRECTIE PLANETARE CU ARBORE DE PUTERE NULA

Rezumat

In lucrare se efectuează analiza structurală,cinematică şi dinamică (studiul momentelor fără şi cu frecare, analiza circulaţiei teoretice de putere, determinarea randamentului) pentru o schemă reprezentativă de mecanism de direcţie planetar cu arbore de putere nulă. Rezultatele obţinute sînt utile în proiectarea acestor mecanisme.

PLANETENRADLENKGETRIEBE MIT NULLEISTUNGSWELLE

Zusammenfassung

In der Arbeit wird die strukturelle, kinematische und dynamische Analyse (Studium der Drehmomente ohne und mit Berücksichtigung der Reibung,Analyse des theoretischen Leistungsflusses) für ein vertretendes Schema des Planetenlenkgetriebes mit Nulleistungswelle ausgeführt. Die erhaltenen Ergebnisse sind beim Entwurf dieser Getriebe nützlich.

KINEMATICS AND STATICS OF A COMPLEX TRIMOBILE ORIENTATION MECHANISM WITH CONCURRENT AXES AND DECOUPLED MOTIONS

Dr. Eng. Dorin Diaconescu, lecturer, University of Braşov;
Eng. Olimpiu Munteanu, assist. professor, University of Braşov;
Eng. Monica Husea, Industrial Mechanical Unit of Codlea.

1. Introduction

In the paper we study the kinematics and statics of a complex orientation mechanism obtained by aggregation of a trimobile orientation mechanism with a planetary trimobile decoupling mechanism.

The trimobile orientation mechanism has concurrent rotation axes, and two adjacent axes are perpendicular.

On the basis of the method presented in [1],[2] we establish the transmission functions of the orientation aggregate in the following three steps:

A. establishing the transmission functions for the proper orientation mechanism (tabl.3A),

B. establishing the transmission functions of the decoupling mechanism (tabl. 3B),

C. establishing the transmission functions of the orientation aggregate (tabl. 3C).

The kinematic and static relations obtained are useful in designing those orientation mechanisms

2. Kinematic and static analysis of the orientation mechanism

In accordance to tabl.1, M=3 monomobile mechanisms with L=4 inputs and outputs are associated with the trimobile orientation mechanism with gears. Those monomobile mechanisms are obtained by leaving every motions ω_γ, ω_β and ω_α [1], [2] respectively, non-zero successively.

On the basis of the kinematic diagrams and of the low charts presented in tabl.1, the kinematic and static relations systematized in tabl. 3A can be written.

Table 1

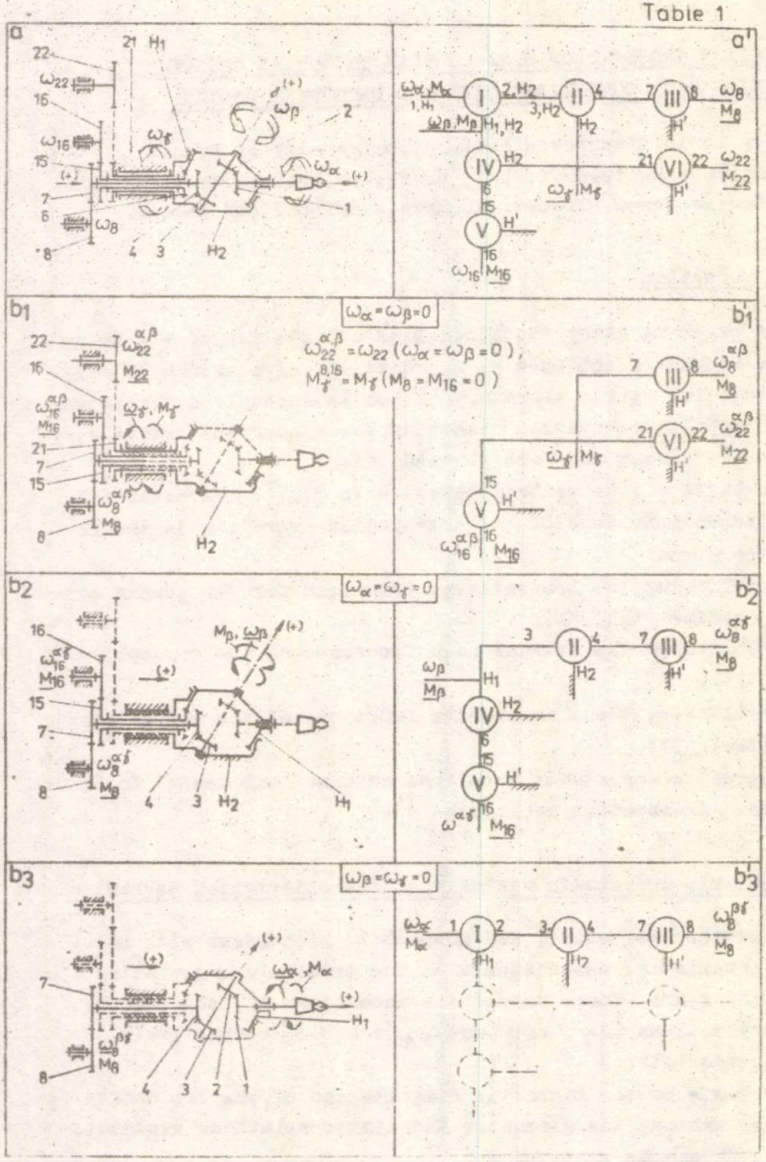
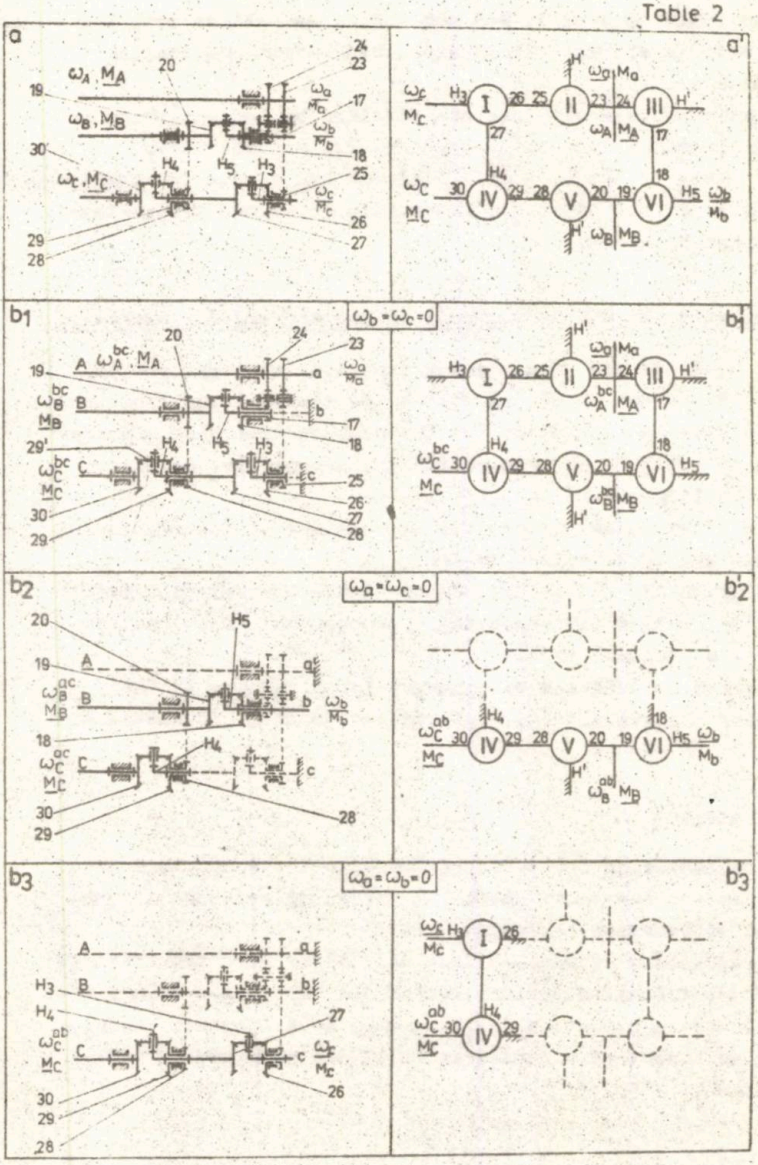

a
a'
b1
b'1
b2
b'2
b3
b'3
$\omega_\alpha = \omega_\beta = 0$
$\omega_{22}^{\alpha\beta} = \omega_{22}\ (\omega_\alpha = \omega_\beta = 0)$,
$M_\gamma^{8,16} = M_\gamma\ (M_8 = M_{16} = 0)$
$\omega_\alpha = \omega_\gamma = 0$
$\omega_\beta = \omega_\gamma = 0$

Table 2


a
a'
b1
b'1
b2
b'2
b3
b'3
$\omega_b = \omega_c = 0$
$\omega_a = \omega_c = 0$
$\omega_a = \omega_b = 0$

3. Kinematic and static analysis of the decoupling mechanism

In accordance to tabl. 1, M=3 monomobile mechanisms with L=4 inputs and outputs are associated with the trimobile decoupling mechanism with gears.

Those monomobile mechanisms are obtained by leaving every motion ω_a, ω_b and ω_c respectively, non-zero successively.

On the basis of the kinematic diagrams and of the low charts presented tabl. 2, the kinematic and static relations systematized in tabl. 3B can be written.

4. Kinematic and static analysis of the aggregation mechanism

On the basis of the transmission functions systematized in tabl. 3A and B we can simply establish the transmission functions of the velocities and momentums for the complex trimobile orientation mechanism obtained by aggregating the orientation mechanism with the decoupling mechanism.

The way of establishing and the expressions of the transmissions functions are systematized in tabl. 3C.

According to the matrix expression of the transmission function of velocity, motion disconnecting presumes that B_1A_1 matrix should become a diagonal matrix.

This demand is achieved by choosing tooth numbers so that the decoupling (disconnecting) systematized in tabl. 3C should be satisfied.

5. Conclusions

- The transmission functions of the velocities and momentums established in the paper are useful in designing and controlling the analysed orientation mechanism.

- The decoupling (disconnecting) conditions resulted from the analysis of the transmission function of the velocities ensure the driving of every input motion ($\omega_\gamma, \omega_\beta, \omega_\alpha$) by a distinct engine; in this way an important simplification of the programming and control system is ensured.

ESTABLISHMENT OF THE TRANSFER FUNCTIONS FOR THE ORIENTATION AGGREGATE IN TAB 3,C

Table 3

A. ANALYSIS OF ORIENTATION MECHANISM (Tab.1 a,a')	B. ANALYSIS OF DECOUPLING MECHANISM (Tab. 2 a,a')
a. STRUCTURAL ANALYSIS	
$M' = M_I + M_{II} + M_{III} + M_{IV} + M_V + M_{VI} - L_C^e = 2+2+1+2+1+1-6 = 3$	$M'' = M'_I + M'_{II} + M'_{III} + M'_{IV} + M'_V + M'_{VI} - L_C^e = 2+1+1+2+1+2-6 = 3$
L = 6 inputs and outputs $\alpha = (1, H_1)$, $\beta = (H_1, H_2)$, $\gamma = H_2, 8$, 16, 22	L = 6 inputs and outputs : A, B, C, a, b, c
The external parameters considered independent $\omega_\alpha, \omega_\beta, \omega_\gamma$; M_8, M_{16}, M_{22}	The external parameters considered independent $\omega_a, \omega_b, \omega_c$; M_A, M_B, M_C
b. DISAGGREGATION OF THE TRIMOBILE MECHANISM IN MONOMOBILE MECHANISMS	
See tab 1, b_1, b_2, b_3	See tab 2, b_1, b_2, b_3

c. ESTABLISHMENT OF TRANSFER FUNCTIONS OF VELOCITIES AND MOMENTUMS

c_I. Transfer Functions of the Monomobile Mechanisms

b_1, b_1':

$$\omega_{22}^{\alpha\beta} = -\frac{Z_{21}}{Z_{22}}\omega_\gamma \; ; \quad M_\gamma^{8,16} = \frac{Z_{21}}{Z_{22}} M_{22}$$

$$\omega_{16}^{\alpha\beta} = -\frac{Z_{15}}{Z_{16}}\omega_\gamma \; ; \quad M_\gamma^{8,22} = \frac{Z_{15}}{Z_{16}} M_{16}$$

$$\omega_8^{\alpha\beta} = -\frac{Z_7}{Z_8}\omega_\gamma \; ; \quad M_\gamma^{8,16} = \frac{Z_7}{Z_8} M_8$$

b_2, b_2':

$$\omega_{22}^{\alpha\gamma} = 0 \cdot \omega_\beta \; ; \quad M_\beta^{8,16} = 0 \cdot M_{22}$$

$$\omega_{16}^{\alpha\gamma} = -\frac{Z_{15} Z_{H1}}{Z_{16} Z_6}\omega_\beta \; ; \quad M_\beta^{8,22} = \frac{Z_{15} Z_{H1}}{Z_{16} Z_6} M_{16}$$

$$\omega_8^{\alpha\gamma} = \frac{Z_3 Z_7}{Z_4 Z_8}\omega_\beta \; ; \quad M_\beta^{16,22} = -\frac{Z_3 Z_7}{Z_4 Z_8} M_8$$

b_3, b_3':

$$\omega_{22}^{\beta\gamma} = 0 \cdot \omega_\alpha \; ; \quad M_\alpha^{8,16} = 0 \cdot M_{22}$$

$$\omega_{16}^{\beta\gamma} = 0 \cdot \omega_\alpha \; ; \quad M_\alpha^{8,22} = 0 \cdot M_{16}$$

$$\omega_8^{\beta\gamma} = -\frac{Z_1 Z_3 Z_7}{Z_2 Z_4 Z_8}\omega_\alpha \; ; \quad M_\alpha^{16,22} = \frac{Z_1 Z_3 Z_7}{Z_2 Z_4 Z_8} M_8$$

b_1, b_1':

$$\omega_A^{bc} = 1 \cdot \omega_a \; ; \quad M_a^{B,C} = -1 \cdot M_A \; ;$$

$$\omega_B^{bc} = -\frac{Z_{24}}{Z_{17}}\omega_a \; ; \quad M_a^{A,C} = \frac{Z_{24}}{Z_{17}} M_B$$

$$\omega_C^{bc} = \left(-2\frac{Z_{23}}{Z_{25}} - \frac{Z_{20} Z_{24}}{Z_{28} Z_{17}}\right)\omega_b \; ; \quad M_a^{A,B} = \left(2\frac{Z_{23}}{Z_{25}} + \frac{Z_{20} Z_{24}}{Z_{28} Z_{17}}\right) M_C$$

b_2, b_2':

$$\omega_A^{ac} = 0 \cdot \omega_b \; ; \quad M_b^{B,C} = 0 \cdot M_A \; ;$$

$$\omega_B^{ac} = 2 \cdot \omega_b \; ; \quad M_b^{A,C} = -2 \cdot M_B \; ;$$

$$\omega_C^{ac} = +2\frac{Z_{20}}{Z_{28}}\omega_b \; ; \quad M_b^{A,B} = -2\frac{Z_{20}}{Z_{28}} M_C$$

b_3, b_3':

$$\omega_A^{ab} = 0 \cdot \omega_c \; ; \quad M_c^{B,C} = 0 \cdot M_A$$

$$\omega_B^{ab} = 0 \cdot \omega_c \; ; \quad M_c^{A,C} = 0 \cdot M_B$$

$$\omega_C^{ab} = 4 \cdot \omega_c \; ; \quad M_c^{A,B} = -4 \cdot M_C$$

c_{II}. Transfer Functions of the Trimobile Mechanism

$$\begin{cases} \omega_{22} = \omega_{22}^{\beta\gamma} + \omega_{22}^{\alpha\gamma} + \omega_{22}^{\alpha\beta} = 0 \cdot \omega_\alpha + 0 \cdot \omega_\beta - \frac{Z_{21}}{Z_{22}}\omega_\gamma \\ \omega_{16} = \omega_{16}^{\beta\gamma} + \omega_{16}^{\alpha\gamma} + \omega_{16}^{\alpha\beta} = 0 \cdot \omega_\alpha - \frac{Z_{15} Z_{H1}}{Z_{16} Z_6}\omega_\beta - \frac{Z_{15}}{Z_{16}}\omega_\gamma \\ \omega_8 = \omega_8^{\beta\gamma} + \omega_8^{\alpha\gamma} + \omega_8^{\alpha\beta} = -\frac{Z_1 Z_3 Z_7}{Z_2 Z_4 Z_8}\omega_\alpha + \frac{Z_3 Z_7}{Z_4 Z_8}\omega_\beta - \frac{Z_7}{Z_8}\omega_\gamma \end{cases}$$

$$\begin{cases} M_\alpha = M_\alpha^{8,16} + M_\alpha^{8,22} + M_\alpha^{16,22} = 0 \cdot M_{22} + 0 \cdot M_{16} + \frac{Z_1 Z_3 Z_7}{Z_2 Z_4 Z_8} M_8 \\ M_\beta = M_\beta^{8,16} + M_\beta^{8,22} + M_\beta^{16,22} = 0 \cdot M_{22} + \frac{Z_{15} Z_{H1}}{Z_6 Z_{16}} M_{16} - \frac{Z_3 Z_7}{Z_4 Z_8} M_8 \\ M_\gamma = M_\gamma^{8,16} + M_\gamma^{8,22} + M_\gamma^{16,22} = \frac{Z_{21}}{Z_{22}} M_{22} + \frac{Z_{15}}{Z_{16}} M_{16} + \frac{Z_7}{Z_8} M_8 \end{cases}$$

or,

$$\begin{bmatrix} \omega_{22} \\ \omega_{16} \\ \omega_8 \end{bmatrix} = A_1 \begin{bmatrix} \omega_\alpha \\ \omega_\beta \\ \omega_\gamma \end{bmatrix} \; ; \quad \begin{bmatrix} M_\alpha \\ M_\beta \\ M_\gamma \end{bmatrix} = -A_1^t \begin{bmatrix} M_{22} \\ M_{16} \\ M_8 \end{bmatrix}$$

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{Z_{21}}{Z_{22}} \\ 0 & -\frac{Z_{15} Z_{H1}}{Z_{16} Z_6} \; ; & -\frac{Z_{15}}{Z_{16}} \\ -\frac{Z_1 Z_3 Z_7}{Z_2 Z_4 Z_8} \; ; & \frac{Z_3 Z_7}{Z_4 Z_8} \; ; & -\frac{Z_7}{Z_8} \end{bmatrix}$$

$$\begin{cases} \omega_A = \omega_A^{bc} + \omega_A^{ac} + \omega_A^{ab} = 1 \cdot \omega_a + 0 \cdot \omega_b + 0 \cdot \omega_c \\ \omega_B = \omega_B^{bc} + \omega_B^{ac} + \omega_B^{ab} = -\frac{Z_{24}}{Z_{17}}\omega_a + 2\omega_b + 0 \cdot \omega_c \\ \omega_C = \omega_C^{bc} + \omega_C^{ac} + \omega_C^{ab} = \left(-2\frac{Z_{23}}{Z_{25}} - \frac{Z_{20} Z_{24}}{Z_{28} Z_{17}}\right)\omega_a + 2\frac{Z_{20}}{Z_{28}}\omega_b + 4\omega_c \end{cases}$$

$$\begin{cases} M_a = M_a^{BC} + M_a^{AC} + M_a^{AB} = -1 M_A + \frac{Z_{24}}{Z_{17}} M_B + \left(2\frac{Z_{23}}{Z_{25}} + \frac{Z_{20} Z_{24}}{Z_{28} Z_{17}}\right) M_C \; ; \\ M_b = M_b^{BC} + M_b^{AC} + M_b^{AB} = 0 \cdot M_A - 2 M_B + 2\frac{Z_{20}}{Z_{28}} M_C \; ; \\ M_c = M_c^{BC} + M_c^{AC} + M_c^{AB} = 0 \cdot M_A + 0 \cdot M_B - 4 M_C \end{cases}$$

or

$$\begin{bmatrix} \omega_A \\ \omega_B \\ \omega_C \end{bmatrix} = B_1 \begin{bmatrix} \omega_a \\ \omega_b \\ \omega_c \end{bmatrix} \; ; \quad \begin{bmatrix} M_a \\ M_b \\ M_c \end{bmatrix} = -B_1^t \begin{bmatrix} M_A \\ M_B \\ M_C \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -\frac{Z_{24}}{Z_{17}} & 2 & 0 \\ -2\frac{Z_{23}}{Z_{25}} - \frac{Z_{20} Z_{24}}{Z_{28} Z_{17}} \; ; & 2\frac{Z_{20}}{Z_{28}} & 4 \end{bmatrix}$$

Table 3 (sequence)

C.ESTABLISHMENT OF THE TRANSFER FUNCTIONS OF THE ORIENTATION AGGREGATE

The driving aggregate has $M = M' + M'' - L_c^e = 3+3-3 = 3$ si $L = 6$ $(A, B, C, \alpha, \beta, \gamma)$.

$L_c^e = 3 \Rightarrow 22 \equiv a$; $16 \equiv b$; $8 \equiv c \Longrightarrow (\omega_{22} = \omega_a ; M_{22} = -M_a)$; $(\omega_{16} = \omega_b ; M_{16} = -M_b)$; $(\omega_8 = \omega_c ; M_8 = -M_c)$

$$\begin{bmatrix}\omega_A\\ \omega_B\\ \omega_C\end{bmatrix} = B_1 \begin{bmatrix}\omega_a\\ \omega_b\\ \omega_c\end{bmatrix} = B_1 \begin{bmatrix}\omega_{22}\\ \omega_{16}\\ \omega_8\end{bmatrix} = B_1 A_1 \begin{bmatrix}\omega_\alpha\\ \omega_\beta\\ \omega_\gamma\end{bmatrix} ; \begin{bmatrix}M_\alpha\\ M_\beta\\ M_\gamma\end{bmatrix} = -A_1^t \begin{bmatrix}M_{22}\\ M_{16}\\ M_8\end{bmatrix} = A_1^t \begin{bmatrix}M_a\\ M_b\\ M_c\end{bmatrix} = -(B_1 A_1)^t \begin{bmatrix}M_A\\ M_B\\ M_C\end{bmatrix}$$

$$B_1 A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{Z_{21}}{Z_{22}} \\ 0 & -\frac{2Z_{15}Z_{H1}}{Z_{16}Z_6} & -\frac{2Z_{15}}{Z_{16}} + \frac{Z_{21}Z_{24}}{Z_{22}Z_{17}} \\ -\frac{4Z_1Z_3Z_7}{Z_2Z_4Z_8} ; & \frac{4Z_3Z_7}{Z_4Z_8} - 2\frac{Z_{15}Z_{H1}Z_{20}}{Z_{16}Z_6Z_{28}} ; & -\frac{4Z_7}{Z_8} + 2\frac{Z_{23}Z_{21}}{Z_{25}Z_{22}} + \frac{Z_{20}Z_{24}Z_{21}}{Z_{28}Z_{17}Z_{22}} - 2\frac{Z_{20}Z_{19}}{Z_{28}Z_{16}} \end{bmatrix}$$

The decoupling conditions are

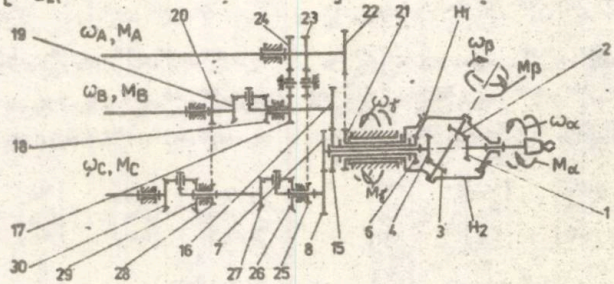
$$\begin{cases} -\frac{2Z_{15}}{Z_{16}} + \frac{Z_{21}Z_{24}}{Z_{22}Z_{17}} = 0 , \\ \frac{4Z_3Z_7}{Z_4Z_8} - 2\frac{Z_{15}Z_{H1}Z_{20}}{Z_{16}Z_6Z_{28}} = 0 , \\ -\frac{4Z_7}{Z_8} + 2\frac{Z_{23}Z_{21}}{Z_{25}Z_{22}} = 0 , \end{cases} \Longrightarrow \begin{cases} \frac{Z_{21}Z_{24}Z_{16}}{Z_{22}Z_{17}Z_{15}} = 2, \\ \frac{Z_{15}Z_{H1}Z_{20}Z_4Z_8}{Z_{16}Z_6Z_{28}Z_3Z_7} = 2 , \\ \frac{Z_{23}Z_{21}Z_8}{Z_{25}Z_{22}Z_7} = 2 \end{cases}$$

$$B_1 A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{Z_{21}}{Z_{22}} \\ 0 & -\frac{2Z_{15}Z_{H1}}{Z_{16}Z_6} & 0 \\ -\frac{4Z_1Z_3Z_7}{Z_2Z_4Z_8} & 0 & 0 \end{bmatrix} ,$$

The transfer functions of the orientation aggregate are :

$$\begin{bmatrix}\omega_\alpha\\ \omega_\beta\\ \omega_\gamma\end{bmatrix} = C_1 \begin{bmatrix}\omega_A\\ \omega_B\\ \omega_C\end{bmatrix} , \quad \begin{bmatrix}M_A\\ M_B\\ M_C\end{bmatrix} = -C_1^t \begin{bmatrix}M_\alpha\\ M_\beta\\ M_\gamma\end{bmatrix} ,$$

$$C_1 = (B_1 A_1)^{-1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{Z_2Z_4Z_8}{4Z_1Z_3Z_7} \\ 0 & -\frac{Z_6Z_{16}}{2Z_{15}Z_{H1}} & 0 \\ -\frac{Z_{22}}{Z_{21}} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$



6. References

1. Diaconescu,D.,Munteanu,O. Functii de transmitere în mecanisme cu roţi dinţate cu intrări şi ieşiri multiple. In: Buletinul Simp. MTM Timişoara,1984, p.21-28.

2. Munteanu,O.,Diaconescu,D. Kinematics and statics of the tetramobile planetary gears used for motion decoupling to robots type Lemma. In: Buletinul Simp. Naţional de Roboţi,Bucureşti,1985, p. 503-510.

DIACONESCU,D.,MUNTEANU,O.,HUSEA,M.

KINEMATICS AND STATICS OF A COMPLEX TRIMOBILE ORIENTATION MECHANISM WITH CONCCURENT AXES AND DECOUPLED MOTIONS

Abstract

In the paper we establish the transmission functions of a complex trimobile orintation mechanism formed by aggregating an orientation mechanism with a decoupling mechanism. On the basis of the obtained functions we establish conditions of the tooth numbers for which motion decoupling is achieved.

The transmission functions obtained in the conditions of motion decoupling are useful in designing and ensure the simplification of programming and control system.

CINEMATICA SI STATICA UNUI MECANISM TRIMOBIL DE ORIENTARE CU AXE CONCURENTE SI MISCARI DECUPLATE

Rezumat

In lucrare se stabilesc funcţiile de transmitere ale unui mecanism complex de orientare trimobil format prin agregarea unui mecanism de orientare cu un mecanism de decuplare. Pe baza acestor funcţii de transmitere se stabilesc condiţiile numerelor de dinţi pentru care se realizează decuplarea mişcărilor de orientare.

Funcţiile de transmitere obţinute în condiţiile decuplării mişcărilor sînt utile în proiectare şi asigură simplificarea programării şi sistemului de comandă.

DIREKTE EIGENTLICHE METAMORPHOSE

REGULÄRER UND HALBREGULÄRER EBENER GITTER

Dipl.Ing. Venera Iacob, Assistent an der Universität Brasov,
Dipl.Ing. Gheorghe Moldovean, Oberassistent an der Universität Brasov.

Unter Metamorphose wird im Sinne der vorliegenden Arbeit die kontinuierliche Transformation eines Gitters in ein anderes Gitter unter Einwirkung eines oder mehrerer Veränderungsoperatoren verstanden. Diese Operatoren können klassische Operatoren der Theorie der regulären Figuren, oder besondere, der Metamorphose spezifische Operatoren sein[1].

Führt die Metamorphose eines regulären Gitters zu seinem dualen Gitter, werden wir diese eigentliche Metamorphose nennen.

Ist der Veränderungsoperator die direkte Entwicklung von dualen Polygonen in den Gitterknoten, so heisst die Metamorphose direkte eigentliche Metamorphose. Im Bild 1 wird gezeigt wie in den Knoten eines ebenen regulären (4 4 4 4)-Gitters (Bild 1,a) duale Polygone eingepflanzt werden (Bild 1,b), die sich durch kontinuierliche Dilatation vergrössern und die Polygone des ursprünglichen Gitters verdrängen (Bild 1, c und d). Kommen die eingepflanzten Polygone dazu, sich gegenseitig zu verdrängen, erfolgt die Verdrängung nach dem Prinzip der gleichen Potenz, d.h. die verdrängenden Polygone geben gleichmässig nach (Bild 1,e) bis die ursprünglichen Polygone gänzlich verdrängt werden (Bild 1,f).

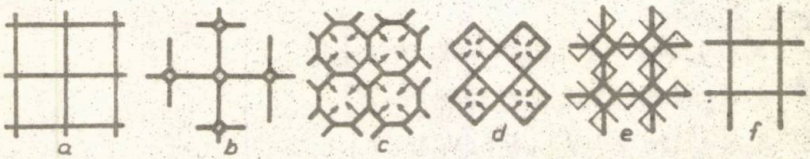


Bild 1

In den Bildern 2 und 3 wird die direkte eigentliche Metamorphose der regulären Gitter dargestellt. Es kann bemerkt werden, dass die Metamorphosen der regulären Gitter (3 3 3 3 3 3) und (6 6 6) reziprok sind. Ebenfalls kann bemerkt werden, dass der Ver-

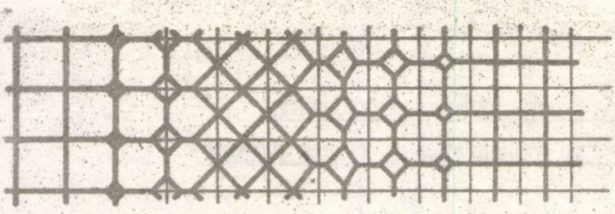


Bild 2

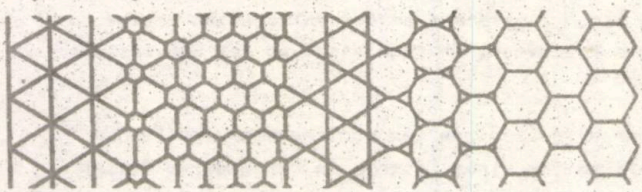


Bild 3

lauf einer Metamorphose durch eine Reihe von Gittern geht, von denen manche halbregulär oder gar regulär sind (s. Bilder 2 und 3). Das Endgitter ist das dem ursprünglichen Gitter duale Gitter.

Für die direkte eigentliche Metamorphose halbregulärer Gitter gilt das Gleiche (s.Bild 4, in dem Sequenzen der direkten eigentlichen Metamorphose des halbregulären Gitters (3 4 6 4) gezeigt werden).

Beim Studium der Gitterfolge im Verlauf einer direkten eigentlichen Metamorphose konnten zwei Etappen festgestellt werden: eine erste Etappe, in der die Anzahl der inkongruenten Polygone und die der unterschiedlichen Knotenstrukturen anwachsen(Bild 4,a) und eine zweite Etappe, in der die Anzahl der inkongruenten Polygone letztens auf eins und die Zahl der unterschiedlichen Knotenstrukturen auf die Anzahl der inkongruenten Polygone des Ursprungsgitters herabsinken (Bild 4,b).

Die im Verlauf einer direkten eigentlichen Metamorphose auftretenden Gitter können durch folgende Ausdrücke der Knotenstrukturen beschrieben werden:

<u>Erste Etappe</u>:

<u>Phase 1</u>: $A_1 = \{y = (N, 2U_i, 2U_{i+1});\ i = 1 \ldots N;\ N+1 = 1\}$

<u>Phase 2</u>: $A_2 = \{y = (N, U_i, N, U_{i+1});\ i = 1 \ldots N;\ N+1 = 1\}$

<u>Phase 3</u>: $A_3 = \{y = (2N, 2N, U_i)_j;\ i = 1 \ldots N;\ j = 1,2\}$

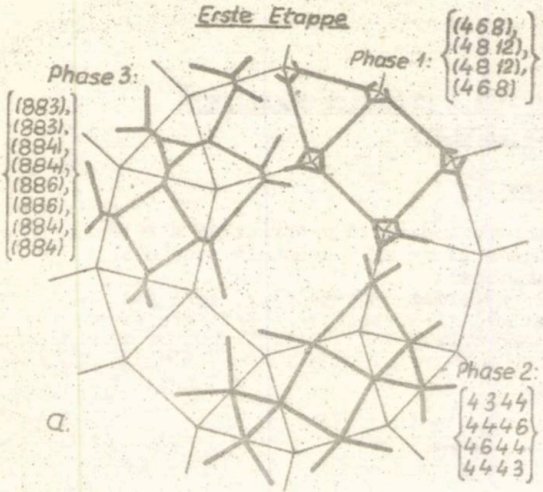
<u>Zweite Etappe</u>: (Phasen 1...n)

$P_i = (A_i - B_i) \cup C_i$,

mit: $A_i = \{y = (e, e, U_p)_j;\ e = 2N - \Sigma N(x_i);\ p = 1 \ldots N;\ j = 1,2\}$;

$B_i = \{y = (e, e, U_k)_m;\ e = 2N - \Sigma N(x_i);\ k = 1 \ldots n$, so dass $U_{k-1} < U_k < U_{k+1};\ m = 2N(x_k)\}$;

$C_i = \{y = (e_t)_t;\ t = 1 \ldots N(x_i)\}$; $i = 1 \ldots n$.



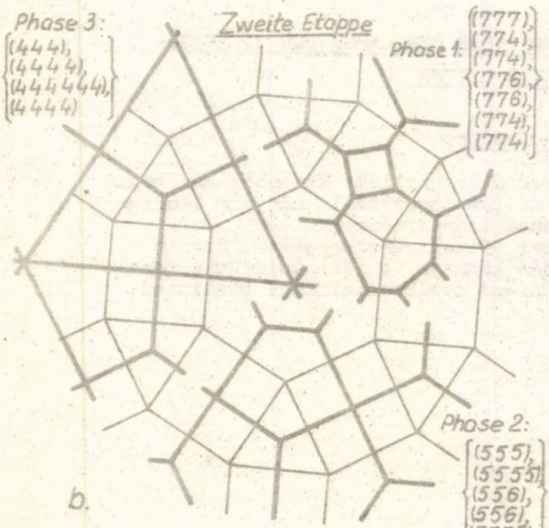


Bild 4

Hierin bedeuten: $U_1, U_2, \ldots, U_N$ - die Knotenstruktur des Ursprungsgitters, N - die Winkelzahl im Ursprungsknoten, x_i - die Seitenzahl der inkongruenten Polygone des Ursprungsgitters, n - die Phasenzahl der zweiten Etappe (Zahl der inkongruenten Polygone im Ursprungsgitter), $N(x_i)$ - Anzahl der Polygone mit x_i Seiten im Ursprungsgitterknoten.

Aus den gemachten Überlegungen können folgende Schlüsse gezogen werden:

Bei regulären Gittern kann ein uneigentliches duales Gitter schon während der Metamorphose auftreten. Dieses beruht auf der Tatsache, dass das eingepflanzte, dem Knoten duale Polygon dem Polygon des dualen Gitters entspricht.

Bei halbregulären Gittern, dagegen, tritt das duale Polygon erst am Ende der Metamorphose auf. Dieses ist ein nichtreguläres Polygon, das von jedem, den Ursprungsknoten bildenden, regulären Polygon einen Winkel beibehält.

Literaturverzeichnis

1. IACOB, V. Transformarea continuă a rețelelor plane. Universitatea din Brașov, Cercul de geometrie descriptivă, 1984 (unveröffentlichter Bericht).

IACOB, V., MOLDOVEAN, GH.

METAMORFOZA DIRECTA PROPRIUZISA A RETELELOR PLANE REGULATE SI SEMIREGULATE

Rezumat

In lucrare se prezintă metamorfoza directă propriuzisă a rețelelor plane regulate și semiregulate și se efectuează un studiu al desfășurării acestui tip de metamorfoză.

Pentru diferitele faze de transformare a rețelelor, care pot fi grupate în două etape, s-au stabilit expresii care definesc succesiunea rețelelor în timpul metamorfozei.

DIREKTE EIGENTLICHE METAMORPHOSE REGULÄRER UND HALBREGULÄRER EBENER GITTER

Zusammenfassung

In der Arbeit wird die direkte eigentliche Metamorphose regulärer und halbregulärer ebener Gitter dargestellt und ein Studium des Verlaufes dieser Metamorphoseart unternommen.

Für die einzelnen Phasen der Gittertransformation, die in zwei Etappen eingegliedert werden konnten, wurden Ausdrücke festgesetzt, die die Gitterfolge während der Metamorphose bestimmen.

GRAPHISCHER ALGORITHMUS FÜR DAS RECHNERGESTÜTZTE ZEICHNEN VON SINNBILDLICH DARGESTELLTEN SCHRAUBENVERBINDUNGEN

Dipl.Ing. Venera Iacob, Assistent an der Universität Braşov.

In STAS 187-80 werden Sinnbilder für die sinnbildliche Darstellung von Schraubenverbindungen in Zusammenstellungszeichnungen vorgesehen. Diese Darstellungsart hat den grossen Vorteil eines geringeren Zeichenaufwandes. Bei der rechnergestützten Zeichnungserstellung kommt noch der Vorteil eines geringeren Programmier- und Rechenaufwandes hinzu.

Da STAS 187-80 keine Masse für die Sinnbilder vorschreibt, wurde in [1] eine Bemessung dieser Sinnbilder empfohlen, um die Programmierung derselben zu ermöglichen.

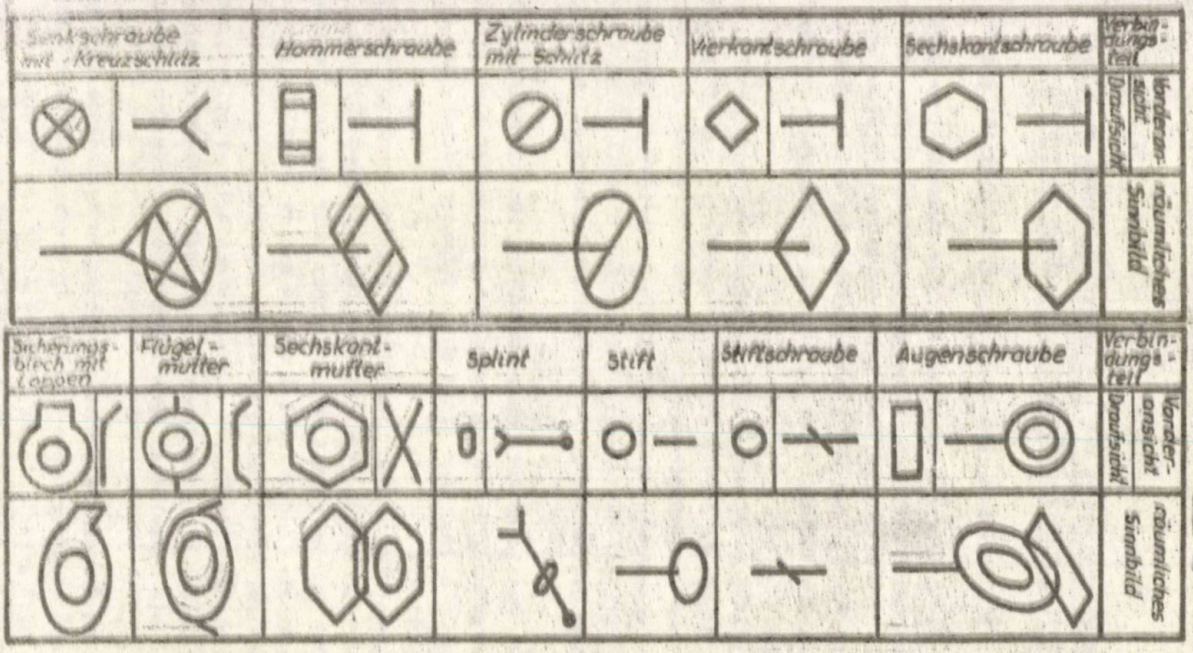
Ausserdem verschreibt STAS 187-80 nur Sinnbilder für Vorderansicht und empfielt, für Seitenansicht dieselben Sinnbilder zu verwenden, während für Draufsicht zu der vereinfachten Darstellung zu greifen wird.

Für die automatische Zeichnungserstellung von sinnbildlich dargestellten Schraubenverbindungen wurde ein graphischer Algorithmus entwickelt, der die Grundlage eines entsprechenden Rechen- und Zeichenprogramms bildet.

Von den genormten ebenen Sinnbildern für Vorderansicht und den ebenfalls genormten ebenen vereinfachten Darstellungen für Draufsicht ausgehend, wurden räumliche Sinnbilder für die Verbindungsteile synthetisiert. In der Tafel 1 werden einige Beispiele der Synthese derartiger räumlicher Sinnbilder gezeigt.

Diese räumlichen Sinnbilder wurden zweckmässig gruppiert, wonach für jede Gruppe ein räumliches Sammelmodel festgesetzt wurde. Im Bild 1 wird ein Sammelmodel (Punkt-Draht-Model) für Kopfschrauben dargestellt.

Nach diesem Sammelmodell wird für jedes zu zeichnende Verbindungselement ein entsprechendes Sinnbild in einem räumlichen Koordinatensystem OXYZ generiert, so dass die Achse des Verbindungselementes nach einer Achse des Koordinatensystems orientiert ist und dass der Bezugspunkt der Verschraubung mit dem Ursprung des Koordinatensystems zusammenfällt. Unter Bezugspunkt versteht sich, im


Senkschraube mit Kreuzschlitz
Hammerschraube
Zylinderschraube mit Schlitz
Vierkantschraube
Sechskantschraube
Verbindungsteil
Vorderansicht
Draufsicht
räumliches Sinnbild
Sicherungsblech mit Lappen
Flügelmutter
Sechskantmutter
Splint
Stift
Stiftschraube
Augenschraube
Verbindungsteil
Vorderansicht
Draufsicht
räumliches Sinnbild

Tafel 1.

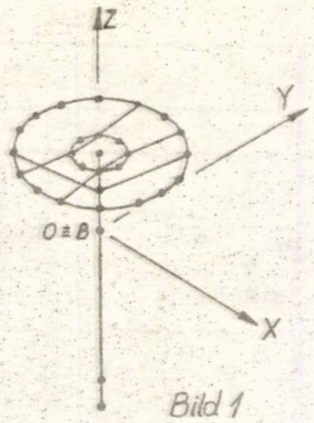


Bild 1

Sinne der vorliegenden Arbeit, der Schnittpunkt der Achse der Verbindung mit der oberen Fläche des in Vorderansicht obersten zu verbindenden Teiles (Punkt B in den Bildern 1 und 2).

Auf das in dieser Weise generierte Sinnbild werden die notwendigen X-, Y- und/oder Z-Rotationen ausgeführt, um es in die Einbau-, bzw. Darstellungslage zu bringen.

Nun wird das Sinnbild auf die notwendigen Ansichten orientiert, d.h. es wird aus dem räumlichen Koordinatensystem OXYZ in eine Zahl von räumlich angeordneten, ebenen Koordinatensystemen $O_iX_iY_i$ überführt (Bild 3), wobei sich der Bezugspunkt der Verbindung immer im Ursprung des jeweiligen ebenen Koordinatensystem befindet. In der Tafel 2 werden diese letzten drei Schritte für die sinnbildliche Darstellung der Schraubenverbindung aus Bild 2 gezeigt.

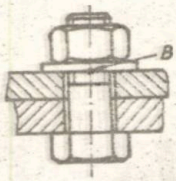
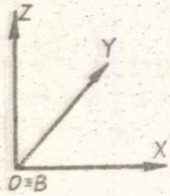


Bild 2



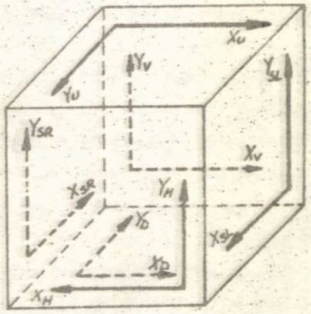
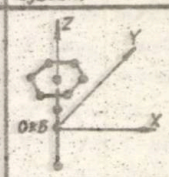
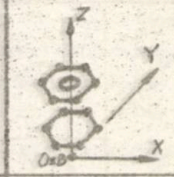
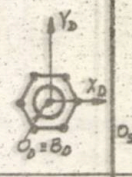
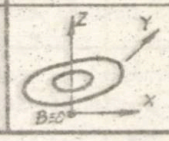
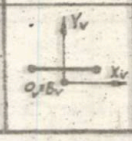
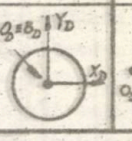
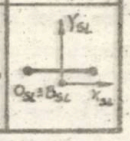


Bild 3

Tafel 2.

Teil	Generieren des Sinnbildes im räumlichen Koordinatensystem	Rotation des Sinnbildes	Orientieren des Sinnbildes auf Ansichten		
			Vorderansicht	Draufsicht	Seitenansicht
Schraube					
Mutter					
Scheibe					

Schliesslich wird der Ursprung jedes $O_iX_iY_i$-Systems (Bezugspunkt der Verschraubung in der betreffenden Ansicht) durch Translation in Zusammenfall mit der Position des Bezugspunktes der Verbindung in der betreffenden Ansicht im x-y-System des Plotters gebracht. Die Translationsgrössen können entweder vom Rechenprogramm für die Gruppenzeichnungserstellung geliefert werden, oder im Dialog eingegeben werden.

Letztens werden eventuelle verdeckte Teile der Sinnbilder gelöscht.

Durch die räumliche generierung der Schraubenverbindungssinnbilder im 3 D - System, gefolgt vom Übergang auf zeichnungsorientierte 2 D - Systeme ist der dargestellte Algorithmus programmierfreundlich und er ermöglicht die Bemassung der Verbindung.

Literaturverzeichnis

1. IACOB,V., VACARIU,GH. u. CALUGARESCU,M. Ein Beitrag zur sinnbildlichen Darstellung von Schraubenverbindungen im Hinblick auf die automatische Zeichnungserstellung in der Fahrzeugkonstruktion. In: Buletinul CONAT, Brasov, 1985.

IACOB, V.

ALGORITM GRAFIC PENTRU DESENAREA CU CALCULATORUL ELECTRONIC A ASAMBLARILOR FILETATE ÎN REPREZENTARE SIMBOLIZATA

Rezumat

Pentru desenarea automată, cu calculatorul electronic, a asamblărilor filetate în reprezentare simbolizată, din simbolurile plane, standardizate, ale organelor de asamblare au fost sintetizate simboluri spaţiale care au fost apoi grupate într-un mod adecvat, atribuindu-se fiecărei grupe cîte un model complex.

După aceste modele sînt generate spaţial simbolurile cerute, din care se extrag, utilizînd diverşi operatori, proiecţiile plane dorite.

GRAPHISCHER ALGORITHMUS FÜR DAS RECHNERGESTÜTZTE ZEICHNEN VON SINNBILDLICH DARGESTELLTEN SCHRAUBENVERBINDUNGEN

Zusammenfassung

Für das automatische Zeichnen von sinnbildlich dargestellten Schraubenverbindungen wurden aus den genormten ebenen Sinnbildern räumliche Sinnbilder synthetisiert, die in eine Kleinzahl von Sammelmodellen gruppiert wurden.

Nach diesen Sammelmodellen werden die verlangten Sinnbilder räumlich generiert, durch zweckentsprechende Operatoren in Einbaulage gebracht und rissorientierte Projektionen daraus gewonnen.

COMPUTERGESTALTUNG DES i - d DIAGRAMMS DER FEUCHTEN LUFT

Prof.dr.ing. Vasile Şova - Universität Braşov;
Lektor dr.ing. Maria Şova - Universität Braşov;
Dipl. Math. Winogrodzki Helena - Universität Braşov.

Das i - d Diagramm stellt sowohl eine Gestaltung isothermer Linien der relativen Feuchtigkeiten, als auch die Gestaltung einer Randskala (polar) konstanter Enthalpie in einem schrägen Koordinatensystem dar : Enthalpie (i) - Feuchtigkeitsgehalt (d). Wegen der relativ großen Familienanzahl der in diesem Diagramm dargestellten Linien, ist ihre manuelle Gestaltung schwierig, wobei derer Genauigkeit von der Präzision der Parameterwerte, die die Menge der Punkte definieren und von der Genauigkeit derer Wiedergabe sichtlich beeinflußt ist. Die Gestaltung des i - d Diagramms mit Hilfe des Computers bietet den Vorteil einer schnellen und exakten Ausführung für einen variablen Bereich parametrischer Werte, der sich nach den Bedürfriessen der Diagrammanwendrung richtet.

Die Arbeit umfaßt die grundlegenden Beziehungen, die angewandte Methode und das logische Schema zur Gestaltung der Familien der repräsentativen Linien im i - d Diagramm.

Gestaltung isothermer Linien im ungesättigten Bereich

Sie beruht auf der Gleichung der Enthalpie der feuchten ungesättigten Luft.

$$i(t,d) = c_{pa}(t) + \frac{d}{1000}\left[r_0 + c_{pv}(t)\,t\right] \qquad (1)$$

wobei: r_0 die Verdampfungswärme des Wassers bei einer Temperatur von 0^oC und dem Druck p darstellen ; $c_{pa}(t)$ und $c_{pv}(t)$ stellen die massische Wärme der Luft und des Wasserdampfes (Überhitzt) bei konstantem Druck in Abhängigkeit von der Temperatur dar.

Aus der Gleichung (1) erhält man die Neigung der Isothermen im ungesättigten Bereich der feuchten Luft.

$$tg\alpha(t) = \left(\frac{\partial i}{\partial d}\right)_t = \frac{1}{1000}\left[r_0 + c_{pw}(t)\,t\right] = konst. \qquad (2)$$

woraus hervorgeht, daß die Isothermen gerade Linien mit unterschiedlichen Neigungen sind.

Für die Isotherme $t = 0^oC$

$$\alpha_0 = arc\,tg\left(\frac{1}{1000} r_0\right). \qquad (3)$$

Wird die Isotherme t_0 als waagerechte Linie angenommen, dann wird die Koordinate d der Linie t_0 gegenüber um den Winkel α_0 gedreht (Bild 1). Dieses schräge Koordinatensystem stellt das Bezugssystem dar, dem gegenüber die isothermen Linien $t \gtrless 0^oC$ für den gegebenen Wertebereich gestaltet werden, derer Neigung der Bezugsisotherme $t = 0^oC$ gegenüber von der Beziehung :

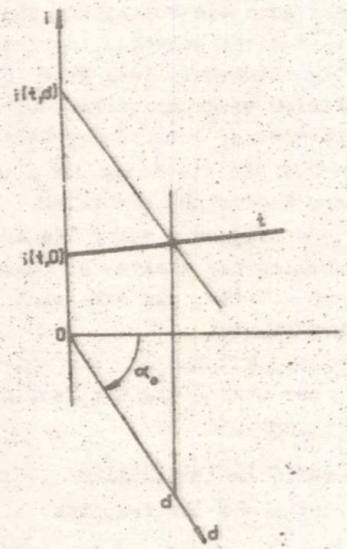


Bild 1

$$\alpha = arc\,tg\left[\frac{1}{1000}\left(r_0 + c_{pw}(t)\,t\right)\right] \qquad (4)$$

gegeben wird.

<u>Gestaltung der Kurven relativer, konstanter Feuchtigkeit</u>

Im ungesättigten Bereich der feuchten Luft, der sich unterhalb der Sättigungsisotherme befindet, die dem Druck des Gemisches p entspricht, beruht die Gestaltung der Kurven derselben relativen Feuchtigkeit auf der Beziehung :

$$d = 622\,\frac{\varphi\, p_s(t)}{p - \varphi\, p_s(t)} \qquad (5)$$

wobei : $p_s(t)$ - der Sättigungsdruck des Dampfes bei der Temperatur t ist, Werte, die für die im Diagramm dargestellte Familie isothermer Linien gegeben werden.

Die Kurven der relativen Feuchtigkeiten φ = konst., werden durch die Punkte an dem Linienschnitt d = konst. gestaltet, die man mit der Beziehung (5) und den entsprechenden isotherme Linien t (Bild 2) im Wertebereich $0 \leq \varphi \leq 1$ mit einer gegebenen Abstufung bestimmt.

Im ungesättigten Bereich der feuchten Luft, der sich oberhalb der Sättigungsisotherme befindet, die dem Druck des Gemisches p entspricht, werden die Linien derselben Feuchtigkeit zu Linien konstanten Feuchtigkeitsgehaltes, die von der Beziehung:

$$d = 622 \frac{\varphi}{1-\varphi} \qquad (6)$$

bestimmt werden.

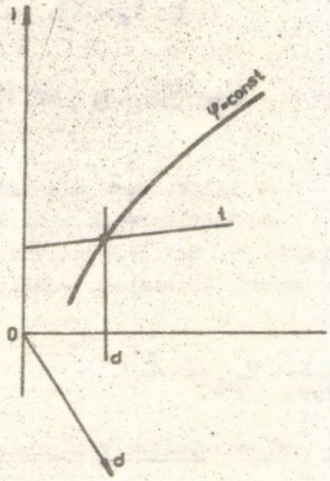


Bild 2

<u>Gestaltung der Isotherme im Nebelbereich</u>

Sie beruht auf der Gleichung der Enthalpie der feuchten Luft im Nebelzustand

$$i_c(t,d) = c_{pa}(t)t + \frac{d_s(t)}{1000}\left[r_0 + c_{ps}(t)t\right] + \frac{d_{ls}}{1000} c_{pl}(t)t \qquad (7)$$

wobei: d_{ls} den Wassergehalt in flüssiger Phase bei der Sättigung, $c_{pl}(t)$ - die spezifische Wärme, des Wassers in der flüssigen Phase bei der Sättigung in Abhängigkeit von der Temperatur darstellen, und

$$d_s(t) = \frac{p_s(t)}{p - p_s(t)} \qquad (8)$$

den Feuchtigkeitsgehalt der feuchten gesättigten Luft darstellt.

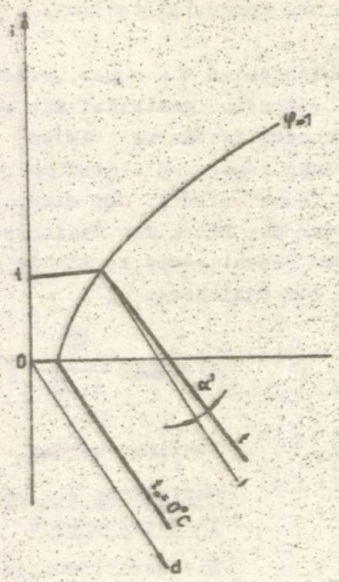


Bild 3

Die Neigung der Isothermen im Nebelbereich wird von der Beziehung :

$$tg\alpha'(t) = \left(\frac{\partial i_c}{\partial d}\right)_t = \frac{1}{1000} c_{pl}(t)\, t = konst. \qquad (9)$$

gegeben, woraus sich ergibt, daß die Isothermen in der Nebelzone gerade Linien mit Neigungen sind, die sich von den Neigungen der entsprechenden, im Bereich der ungesättigten feuchten Luft dargestellten Isothermen unterscheiden.

Für

$$t = t_0 = 0°C, \qquad (10)$$

$$tg\alpha'(t) = 0 \; ; \; \alpha'(t) = 0 .$$

Es folgt, daß die Isotherme 0°C im Nebelbereich eine zur Linie i = konst. paralelle Linie ist, (Bild 3). Der Neigungswinkel der Isothermen t > 0°C den Linien i = konst. gegenüber, erhält man aus der Gleichung :

$$\alpha' = arctg\left[\frac{1}{1000} c_{pl}(t)\, t\right]. \qquad (11)$$

Gestaltung der Randskala (polar) konstanter Enthalpie

Zur erleichterten Darstellung der verschiedenen Befeuchtungsvorgänge der Luft mit Dampf oder Wasser in flüssiger Phase ist das i - d Diagramm mit einer Randskala (polar) versehen, auf der die Werte der Wasserenthalpie eingetragen werden.

Die Gestaltung dieser Skala, bei der der Ursprung (der Pol) im 0 - Punkt angenommen wird und die von den Koordinaten t = 0 und d = 0 definiert wird, beruht auf folgenden Beziehungen :

- wenn $i_{wasser} = i_v > r_0$

$$tg\alpha_p = \frac{i_w}{1000} - tg\alpha_o \; ; \; \alpha_p = arctg\left(\frac{i_w}{1000} - tg\alpha_o\right) \qquad (12)$$

- wenn $i_{wasser} = i_l < r_o$

$$tg\alpha'_p = tg\alpha_o - \frac{i_l}{1000} \; ; \; \alpha'_p = arctg\left(tg\alpha_o - \frac{i_l}{1000}\right) \qquad (13)$$

wobei :

$$tg\alpha_o = \frac{1}{1000} r_o \qquad (14)$$

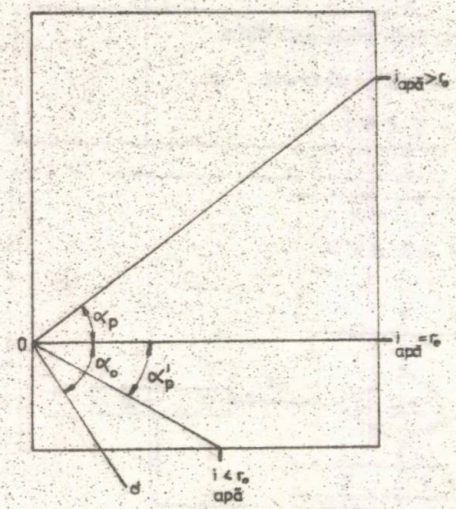
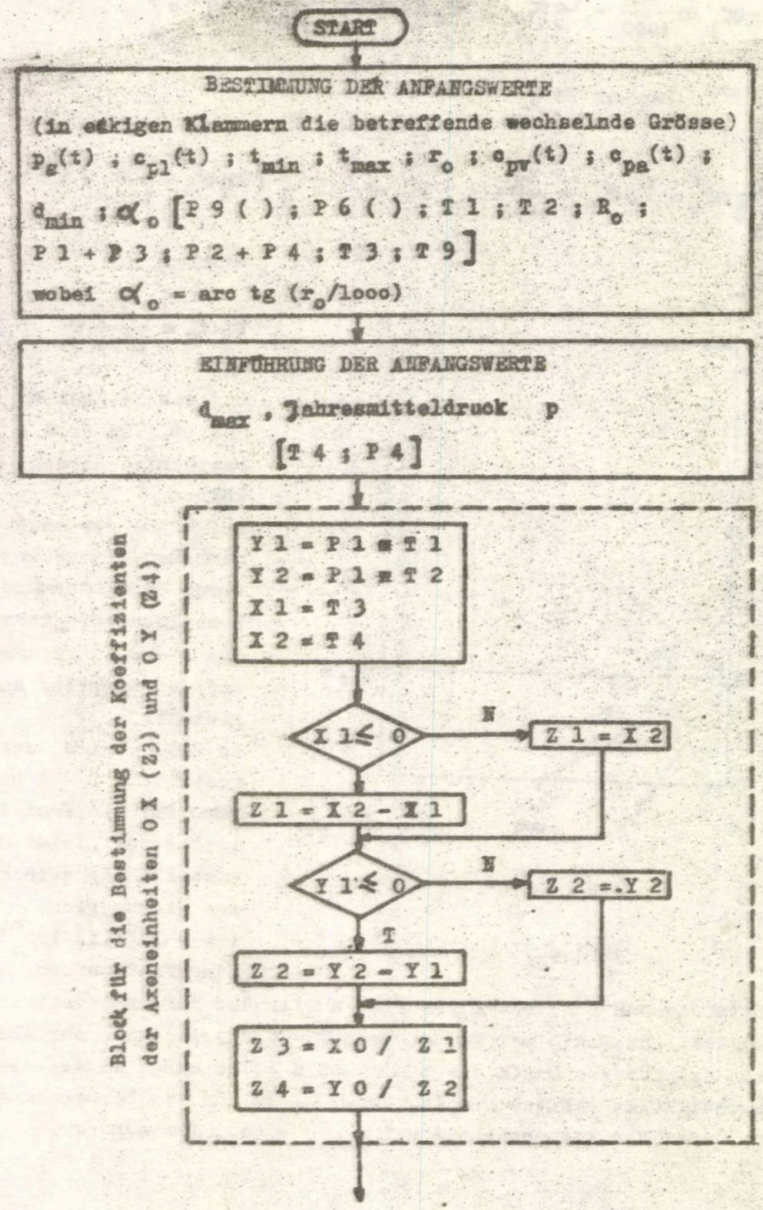


Bild 4

und die Winkel α_p und α'_p in Bild 4 betrachtet werden können.

Auf Grund der beschriebenen Methodologie wurde das Rechen- und Gestaltungsprogramm des i - d Diagramms auf dem Computer aufgestellt.

In Bild 5 wird das so gestaltete i - d Diagramm für die Familie isothermer Linien dargestellt die zwischen den Grenzwerten $t = -15^oC ... 15o^oC$ eingefaßt werden, mit der Abstufung von 5^oC; sowie für die Familie der Kurven relativer Feuchtigkeit innerhalb der Wertgrenzen $\varphi = o,o5...1,o$ mit der Abstufung von o,1, für den Druck des Gemisches p = 71o mmHg, im Wertebereich des Feuchtigkeitsgehaltes d = (o...2oo) g/kg und die Randskala für die Werte der Wasserenthalpie i_{wasser} = (o...12ooo)kJ/kg.


START
BESTIMMUNG DER ANFANGSWERTE
(in eckigen Klammern die betreffende wechselnde Grösse)
$p_g(t)$; $c_{pl}(t)$; t_{min} ; t_{max} ; r_o ; $c_{pv}(t)$; $c_{pa}(t)$;
d_{min} ; α_o [P 9 ( ) ; P 6 ( ) ; T 1 ; T 2 ; R_o ;
P 1 + P 3 ; P 2 + P 4 ; T 3 ; T 9]
wobei α_o = arc tg (r_o/1000)
EINFÜHRUNG DER ANFANGSWERTE
d_{max} , Jahresmitteldruck p
[T 4 ; P 4]
Block für die Bestimmung der Koeffizienten der Axeneinheiten O X (Z3) und O Y (Z4)
Y 1 = P 1 ≠ T 1
Y 2 = P 1 ≠ T 2
X 1 = T 3
X 2 = T 4
X 1 ≤ 0
N
Z 1 = X 2
Z 1 = X 2 - X 1
Y 1 ≤ 0
N
Z 2 = Y 2
T
Z 2 = Y 2 - Y 1
Z 3 = X 0 / Z 1
Z 4 = Y 0 / Z 2

Bestimmung der maximalen Trassierungszone

X 3 = X 1 - 4oo
Y 3 = Y 1 - 4oo
X 4 = X 2 + 4oo
Y 4 = Y 2 + 4oo

Die Werte X 1 ; Y 1 ; X 2 ; Y 2 4oo sind für die Einheiten PLOTT mit Hilfe der Subrutine DEFFN '5o

Trassieren des Rahmens mit Subrutine DEFFN'28 und Trassierung der rektangulären Axen und die Axe OX verschoben mit dem Winkel α_o von der rektangulären Axe OX mit den Subrutinen DEFFN'5o und DEFFN'29

Trassieren des Isothermen t = konst. mit Subrutinen DEFFN'5o , DEFFN'29

1° für negative Temperaturen im Bereiche [T 1 - 5] mit dem Schritt 5

2° für positive Temperaturen im Bereiche [5 - T 2] mit Betrachtziehung der Struktur der Isothermen in der Nebelzone

Trassieren der Enthalpie i (t) = konst. mit Subrutinen DEFFN ' 5o ; DEFFN ' 29

1° für negative Temperaturen im Bereiche [T 1,15] mit dem Scritt 15

2° für positive Temperaturen mit dem Schritt 15

Trassieren der Geraden d = konst.mit Subrutinen DEFFN' 5o , DEFFN' 29, im Bereiche [0,X 2] mit Schritt 1o

Trassieren der Kurven φ = konst, DEFFN' 5o, DEFFN'29

1° im Bereiche der ungesättigten Luft $t \leqslant 98,o98$

2° im Bereiche der gesättigten Luft $t > 98,o98$

Trassieren des polaren Schaubildes, DEFFN ' 5o , DEFFN ' 29

1° für $i_{wasser} \geqslant r_o$

2° für $i_{wasser} < r_o$

STOP

SOVA.V., SOVA.M., WINOGRODSZKI,H.

CONSTRUIREA DIAGRAMEI i - d A AERULUI UMED PE CALCULATOR

Rezumat

In lucrare se prezintă relaţiile de bază, metoda şi schema logică folosite pentru construcţia pe calculator a liniilor izoterme, curbelor umidităţilor relative şi a scării marginale de entalpie constantă pentru apă, într-un sistem de coordonate oblic, entalpie - conţinut de umiditate a aerului umed.

COMPUTERGESTALTUNG DES i - d DIAGRAMMS DER FEUCHTEN LUFT

Zusammenfassuug

In der Arbeit werden die grundlegenden Beziehungen, die Methode und das logische Schema dargestellt, die der Computergestaltung isothermer Linien, der Kurven relativer Feuchtigkeit und der Randskala konstanter Enthalpie für Wasser in einem schrägen Koordinatensystem dienten; Enthalpie - Feuchtigkeitsgehalt der feuchten Luft.

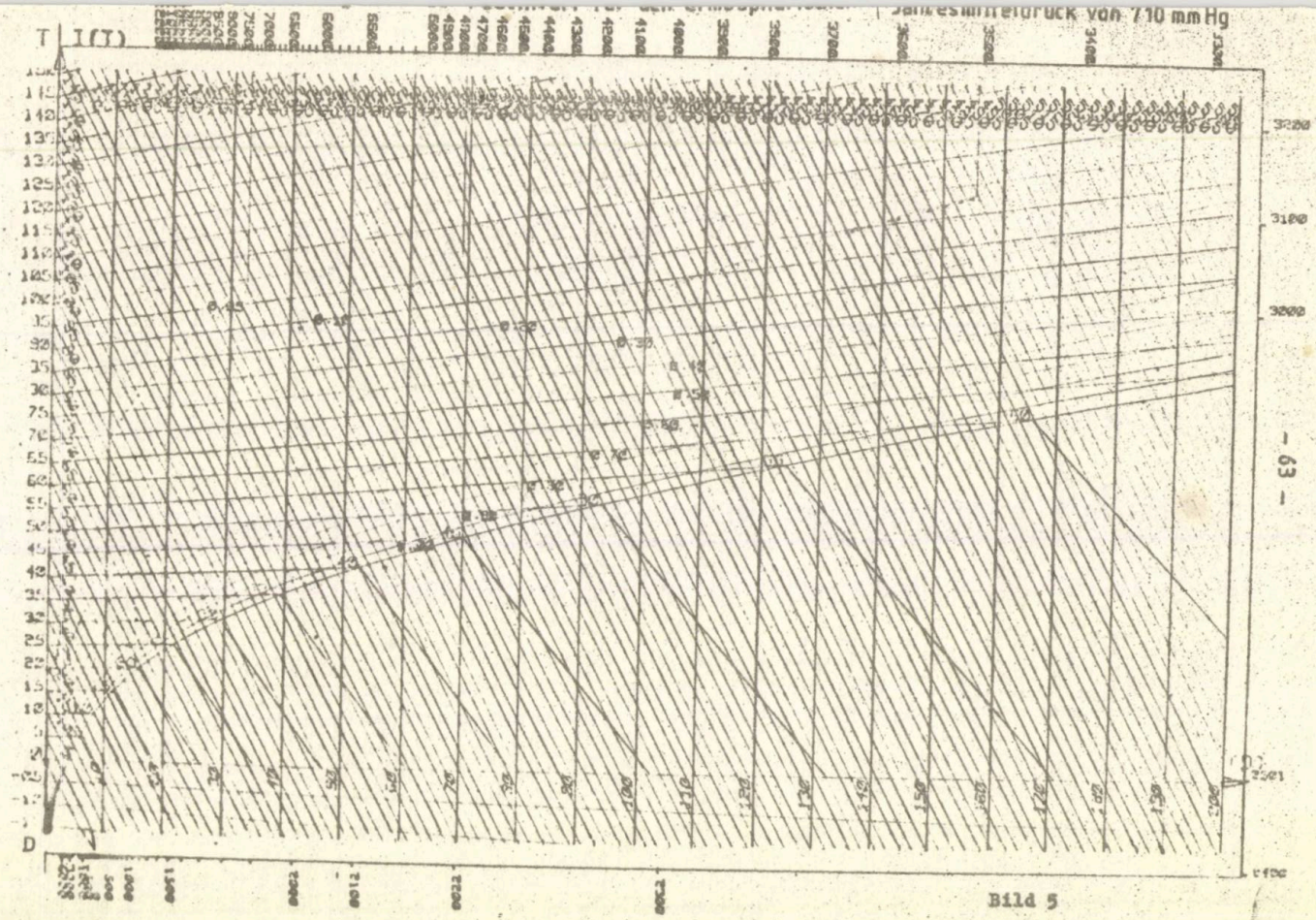


Bild 5

CONTRIBUTIONS CONCERNANT LE TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION DANS UN RÉGIME D'ÉCOULEMENT PULSATOIRE

Lecteur ing.Neculae Serbănoiu de l'Univérsité de Braşov;

Maître de conférence dr.ing.Maria Mureşan de l'Univérsité de Braşov;

Professeur émérite dr.ing.Victor Hoffmann de l'Univérsité de Braşov.

1. Introduction

L'importance remarcable des méthodes d'intensification du transfert de chaleur en a fait l'objet des études théoretiques et expérimentales d'un nombre sans cesse grandissant de chercheurs, les procédés les plus efficaces passant rapidement de la phase d'expériment à celle des équipements industriels.

L'une des méthodes d'intensification de l'échange de chaleur est constituée par l'utilisation de l'écoulement pulsatoire des fluides. Les recherches ont été orientées vers l'étude des trois cas d'écoulemsnt, et notamment: l'écoulement pulsatoire à l'intérieur d'un tuyau, l'écoulement pulsatoire à la surface d'une plaque plane et l'écoulement pulsatoire autour d'un cylindre.

Etudiant l'écoulement pulsatoire des liquides dans les tuyaux Martinelli, Marchant, Darling, Lemlich, Armour, Sirotsuka, Linke et Hufschmidts, [1] , ont obtenu des augmentations du coefficient de transfert de chaleur, plus importantes dans le domaine de transition du mouvement laminaire dans celui turbulent qui vont jusqu'à 3o%. En ce qui concerne l'écoulement pulsatoire turbulent de l'air à travers un tuyau, F.E. Romie, [2] , obtient des intensifications et des diminutions périodiques du rapport des coefficients du transfert de chaleur locale de l'écoulement pulsatoire et stationnaire.

F.J.Bayley, P.A.Edwards et P.P.Singh, [3] , ont effectue des recherches expérimentales sur l'influence des pulsations de l'air sur le transfert de chaleur à la plaque plane parcourue par le courant, dans le sens de la longueur. L'augmentation maximum du trans-

fent de chaleur s'est élevée jusqu'à 5o%. Les essais effectués par J.Gosse et M.Martin, [4], sur une plaque de cuivre rechauffée à la surface inférieure par un courant d'air chaud, ont laissé remarquer une augmentation de l'échange de chaleur d'approximativement 2oo %, dans un régime transitoire à l'écoulement pulsatoire, pendant que dans le reste, le résultats sont proches de l'écoulement stationnaire.

Les expériences effectuées dans le laboratoire E.N.S.E.M. (France), [4], concernant l'influence de l'écoulement pulsatoire sur le transfert de chaleur sur des cylindres ayant l'axe orienté perpendiculairement sur la direction de l'écoulement, indiquent d'une part que les pulsations sont sans effet thermique sensible sur la face-amont et, de l'autre, que sur la face-aval, où se produisent des turbillons, l'augmentation du transfet de chaleur est très importante, allant jusqu'à 75 %.

La diversité des conclusions de ces études s'explique en partie, par la complexité de ce phénomène qui dépend d'un grand nombre de paramètres, aussi par les domaines de valabilité des résultats différents, et qui ne présentent pas des interférences, et encore par la grande variété des installations expérimentales utilisées, qui imposent de différentes conditions limites.

En ce qui suit on va présenter les résultats des étudés effectuées par les auteurs concernant quelques aspects théoriques de l'influence de l'écoulement pulsatoire sur le transfert de chaleur.

2. Formes des équations fondamentales dans l'écoulement pulsatoire

On considère le système formé par l'équation Navier-Stokes pour le couche limite, dans le cas de l'écoulement d'un fluide incompressible, en régime nonstationnaire, l'équation (1) et l'équation de l'énergie (2):

$$\frac{\partial u'}{\partial t'} + v' \frac{\partial u'}{\partial y'} = \frac{dU'}{dt'} + \nu \frac{\partial^2 u'}{\partial y'^2}, \qquad (1)$$

$$\frac{\partial T'}{\partial t'} + v' \frac{\partial T'}{\partial y'} = a \frac{\partial^2 T'}{\partial y'^2} + \frac{\nu}{c_p} \left(\frac{\partial u'}{\partial y'}\right)^2, \qquad (2)$$

dans lesquelles :

u', v' sant les composants de la vitesse sur les deux axes de coordonnées Ox' et Oy';

t' - le temps ;

T' - la température absolue;

U' - la vitesse du courant non perturbé;

ν - le coefficient de viscosité;

a - le coefficient de diffusibilité thérmique;

c_p - la chaleur spécifique du fluide à la pression constante.

L'écoulement pulsatoire peut résulter de la c position d'un écoulement de base stationnaire, ayant la vitesse U' du courant non perturbé tout au long de l'axe Ox' et un écoulement pulsatoire périodique sur la direction Oy' de forme:

$$v' = - v'_o \left(1 + \varepsilon A e^{i\omega' t'}\right), \qquad (3)$$

où A est une constante positive et $\varepsilon A \ll 1$. En introduisant encore les grandeurs adimensionnelles:

$$y = \frac{v'_o y'}{\nu} \; ; \quad t = \frac{v'^2_o t'}{4\nu} \; ; \quad \omega = \frac{4\nu\omega'}{v'^2_o} \; ;$$

$$u = \frac{u'}{v'_o} \; ; \quad U = \frac{U'}{v'_o} \; ; \quad T = \frac{T' - T'_\infty}{T'_w - T'_\infty} \; ;$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \; ; \quad E_c = \frac{v'_o}{c_p (T'_w - T'_\infty)} \; ,$$

le système formé par les équations (1) et (2) devient:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + (1 + \varepsilon A e^{i\omega t}) \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{1}{4} \frac{\partial u}{\partial t} = - \frac{1}{4} \frac{dU}{dt} \; ; \quad (4)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + Pr (1 + \varepsilon A e^{i\omega t}) \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{1}{4} Pr \frac{\partial T}{\partial t} = -Pr.Ec\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2, \quad (5)$$

avec les notations :

ω - la pulsations ;

T_∞ - la température de courant non perturbé;

T_w - la température de la paroi;

Pr - l'invariant Prandtl ;

Ec - l'invariant Eckert.

Le système obtenu peut être résolu dans les conditions limites suivantes:

$y = o$; $u = o$; $T = 1$ pour le cas où la température de la paroi est constante ($T' = T'_w$) ;

$\frac{\partial T}{\partial y} = o$ pour le cas de la paroi isolée thermiquement.

$y \to \infty$; $u \to U$; $T \to 0$.

3. Le champ de vitesse

La détermination du champ de vitesse est faite de l'équation (4) en utilisant les substitutions:

$$U = 1 + \varepsilon e^{i\omega t} \; ; \tag{6}$$

$$u = 1 + \varepsilon e^{i\omega t} - u_1(y) - e^{i\omega t} u_2(y) . \tag{7}$$

La forme finale du champ de vitesse c'est

$$u = 1 + e^{-y} + \varepsilon e^{i\omega t}\left[1 - (1 - S) e^{-y} - S e^{-hy}\right], \tag{8}$$

dans laquelle on a utilisé les notations :

$$S = 1 - \frac{4 i A}{\omega} \quad ; \quad h = \frac{1 + \sqrt{1 + i\omega}}{2} . \tag{9}$$

4. Le champ de température

Pour determiner le champ de température à l'écoulement pulsatoire on fait les substitutions :

$$T = T_o(y) + e^{i\omega t} T_1(y) + \varepsilon^2 e^{2i\omega t} T_2(y) \; ; \tag{1o}$$

$$u = u_o(y) + \varepsilon e^{i\omega t} u_1(y) . \tag{11}$$

On remplace les èquations (1o) et (11) dans l'équation (5), et par le comparaison des termes harmoniques on obtient :

$$T_o(y) = B_1 e^{-Pry} + \frac{Pr \cdot Ec}{2(Pr-2)} e^{-2y} \; ; \tag{12}$$

$$T_1(y) = B_2 e^{-my} + \frac{4i A B_1 Pr}{\omega} e^{-Pry} - \frac{Pr \cdot Ec}{\varphi}\left[2(1-S) - \frac{A \cdot Pr}{Pr-2}\right] e^{-2y} -$$

$$- \frac{2 Pr \cdot Ec \cdot h \cdot S}{\eta} e^{-(h+1)y} \; ; \tag{13}$$

$$T_2(y) = B_3 e^{-ny} + \frac{4i A B_2 m}{\omega} e^{-my} - \frac{8}{\omega^2} A^2 Pr^2 B_1 e^{-Pry} -$$

$$- \frac{2 A Pr^2 Ec}{\varphi \varphi_1}\left[2(1-S) - \frac{A \cdot Pr}{Pr-2}\right] e^{-2y} - \frac{2A Pr^2 Ec\, h(h+1)S}{\eta \eta_1} e^{-(h+1)y} -$$

$$- \frac{Pr \cdot Ec \cdot (1-S)^2}{\varphi_1} e^{-2y} + \frac{Pr \cdot Ec \cdot S^2}{2(Pr-2)} e^{-2hy} -$$

$$- \frac{2 Pr\, Ec\, h\, (1-S) S}{\eta_1} e^{-(h+1)y} . \tag{14}$$

Dans ces équations on a noté :

$$m = \frac{Pr + \sqrt{Pr^2 - i\omega Pr}}{2} \quad ; \quad n = \frac{Pr + \sqrt{Pr^2 + 2i\omega Pr}}{2} \quad ;$$

$$\xi = 4 - 2\,Pr - \frac{1}{4}\,i\omega Pr \quad ; \quad \eta = (h+1)^2 - Pr(h+1) - \frac{1}{4}\,i\omega\,Pr \; ; \tag{15}$$

$$\xi_1 = 4 - 2Pr - \frac{1}{2}\,i\omega\,Pr \; ; \qquad \eta_1 = (h+1) - Pr(h+1) - \frac{1}{2}\,i\omega Pr .$$

Les constantes B_1, B_2, B_3 qui apparaissent dans les expressions (12), (13), (14) se déterminent à partir des conditions limites pour la température. Dans le cas du paroi de température constante, elles ont les valeur:

$$B_1 = 1 - \frac{Pr \cdot Ec}{2\,(Pr-2)} \; ; \tag{16}$$

$$B_2 = \frac{2\,Pr\,Ec\,S\,h}{\eta} + \frac{Pr \cdot Ec}{\xi}\left[2\,(1-S) - \frac{A \cdot Pr}{Pr-2}\right] -$$

$$- \frac{4\,i\,A\,Pr}{\omega}\left[1 - \frac{Pr \cdot Ec}{2\,(Pr-2)}\right] ; \tag{17}$$

$$B_3 = \frac{2\,Pr\,Ec\,h\,(1-S)\,S}{\eta_1} - \frac{Pr \cdot Ec\,S^2}{2(Pr-2)} + \frac{Pr \cdot Ec\,(1-S)^2}{\xi_1} +$$

$$+ \frac{2\,A\,Pr^2 Ec\,h(h+1)S}{\eta\,\eta_1} + \frac{2\,A\,Pr^2 Ec}{\xi\,\xi_1}\left[2\,(1-S) - \frac{A \cdot Pr}{Pr-2}\right] +$$

$$+ \frac{8\,A^2 Pr^2}{\omega^2}\left[1 - \frac{Pr \cdot Ec}{2(Pr-2)}\right] - \frac{8\,i\,A\,Pr\,Ec\,S\,m\,h}{\omega\,\eta} -$$

$$- \frac{4\,i\,A\,Pr\,Ec\,m}{\omega\,\xi}\left[2\,(1-S) - \frac{A \cdot Pr}{Pr-2}\right] - \frac{16\,A^2\,Pr\,m}{\omega^2}\left[1 - \frac{Pr\,Ec}{2(Pr-2)}\right] . \tag{18}$$

Dans le cas du paroi isolé thermiquement ces constantes ont les expressions :

$$B_1' = - \frac{Ec}{Pr-2} \; ; \tag{19}$$

$$B_2' = \frac{4i\,A\,Pr^2 Ec}{\omega\,m(Pr-2)} + \frac{2\,Pr\,Ec}{\xi\,m}\left(\frac{8\,i\,A}{\omega} - \frac{A\,Pr}{Pr-2}\right) + \frac{2\,Pr\,Ec\,h(h+1)S}{m\,\eta} \; ; \tag{20}$$

$$B_3^1 = \frac{16\,A^2\,Pr^2\,Ec\,m}{\omega^2\,n\,(Pr-2)} - \frac{8\,i\,A.Pr\,Ec\,m}{\varphi\,\omega\,n}\left(\frac{8\,i\,A}{\omega} - \frac{A\,Pr}{Pr-2}\right) -$$

$$- \frac{8\,i\,A\,m\,Pr\,Ec\,h(h+1)\,S}{\omega\,n\,\eta} - \frac{8\,A^2\,Pr^3\,Ec}{\omega^2\,n\,(Pr-2)} + \frac{4\,A\,Pr^2 Ec}{\varphi\,\varphi_1\,n}\left(\frac{8\,i\,A}{\omega} -\right.$$

$$\left. - \frac{A\,Pr}{Pr-2}\right) + \frac{2\,A\,Pr^2\,Ec\,h(h+1)^2 S}{\eta\,\eta_1\,n} + \frac{2\,Pr\,Ec}{\varphi_1\,n}(1-S)^2 - \frac{Pr\,Ec\,S^2 h}{n\,(Pr-2)} +$$

$$+ \frac{2\,Pr\,Ec\,h(h+1)(1-S)S}{\eta_1\,n} \quad . \qquad (21)$$

5. Le flux de chaleur

Connaissant les expressions du champ de température, l'équation de Fourier nous permet de calculer la densité du flux de chaleur dans le cas de la température constante du paroi, respectivement l'invariant de Nusselt:

$$Nu = - T_0'(o) - \varepsilon e^{i\omega t}\,T_1'(o) - \varepsilon^2 e^{2i\omega t}\,T_2'(o), \quad (22)$$

dans laquelle $T_0'(o)$, $T_1'(o)$ et $T_2'(o)$ sont les dérivées composantes du champ de température (les équations (12),(13) et (14)),calculées du paroi (y = o).

6. Les résultats obtenus

A l'aide d'un programme conçu pour l'ordinateur Felix C 256 on a étudié plusieurs variantes des champs de vitesse, de température et du flux thermique, les variables étant y, ω, A, t, Pr et Ec.

Ainsi, dans les figures 1 et 2 sont représentés les champs de vitesse aux différentes pulsations et respectivement amplitudes de la vitesse.

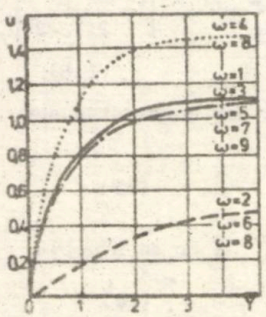


Fig.1: La variation $u=f(y,\omega)$ A=1; ε=o,5; t= $\pi/2$

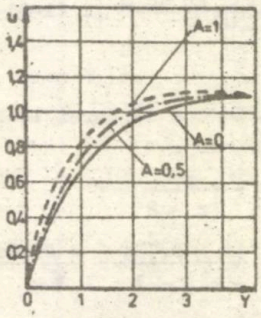


Fig.2: La variation $u=f(y,A)$ ω=1; ε=o,5 t = $\pi/2$

Il résulte clairement l'influence de la pulsation ω sur la vitesse, pendant que l'amplitude ne modifie presque nullement de champ de vitesse.

L'étude des différents paramètres sur le champ de température est effectuée dans les deux variantes, et nottamment, dans celui de la température de la paroi constante et celui de la paroi isolée thermiquement. Pour le cas de la température de la paroi constante, les résultats obtenus se trouvent dans les figures 3,4,5 et 6,

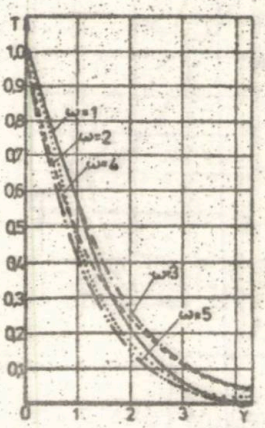


Fig.3: La variation $T=(y,\omega)$ $A=1$; $\mathcal{E}=0,5$ $Pr=1$; $Ec=1$; $t=\pi/2$

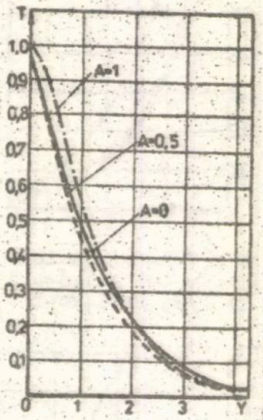


Fig.4: La variation $T=f(y,A)\omega=1$; $\mathcal{E}=0,5$; $Pr=1$; $Ec=1$ $t=\pi/2$

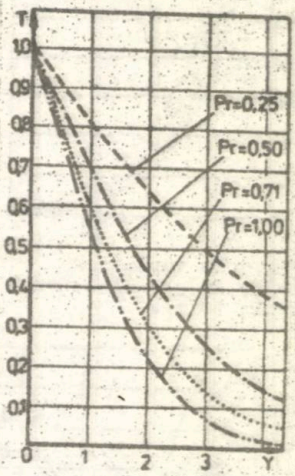


Fig.5: La variation $T=f(y,Pr)\omega=1$; $A=1$; $\mathcal{E}=0,5$; $Ec=1$; $t=\pi/2$

et pour la variante de la paroi isolée thermiquement, dans les figures 7,8,9 et 10.

Dans les deux cas, on remarque, que les pulsations ayant une valeur petite ($\omega \leq 10$), ont une influence considérable sur le champ de température, les valeurs supérieures n'ayant pas d'influence sur celui-ci. Au contraire, l'amplitude modifie puissamment le champ de température dans le cas de la paroi isolée (fig.8), mais dans le cas de la paroi de température constante, la variation du champ de température est négligeable. Pour les deux variantes, le champ de température est modifié substantiellement lors de la variation de nombres Prandtl et Eckert.

L'influence du régime pulsatoire sur le flux de chaleur, exprimée par l'invariant Nusselt, peut être remarqué dans les figures 11,12,13 et 14. Il eu résulte de grandes influences de la pulsation, de l'amplitude et des invariants Prandtl et Eckert sur le transfert de chaleur.

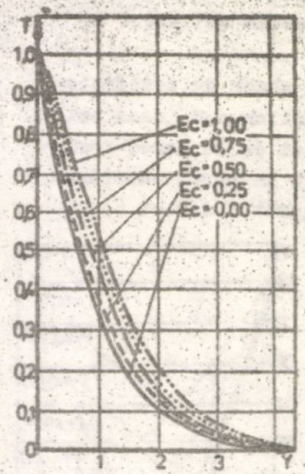


Fig.6: La variation $T=f(y,Ec)$ $\omega=1$; $A=1$; $\varepsilon=0,5$ $Pr=1$; $t=\pi/2$

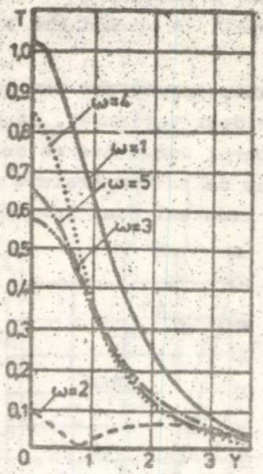


Fig.7: La variation $T=f(y,\omega)$ $A=1$; $\varepsilon=0,5$ $t=\pi/2$; $Pr=1$; $Ec=1$

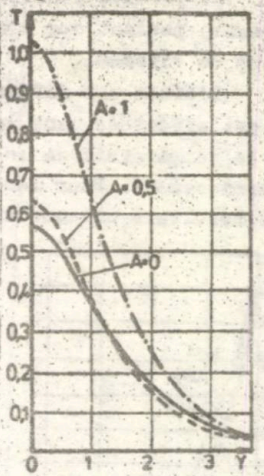


Fig.8: La variation $T=f(y,A)$ $\omega=1$; $\varepsilon=0,5$; $t=\pi/2$; $Pr=1$; $Ec=1$

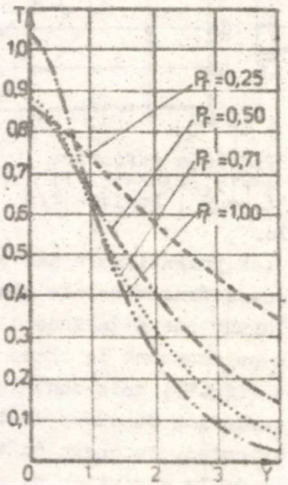


Fig.9: La variation $T=f(y,Pr)$ $\omega=1$; $A=1$; $\varepsilon=0,5$ $Ec=1$; $t=\pi/2$

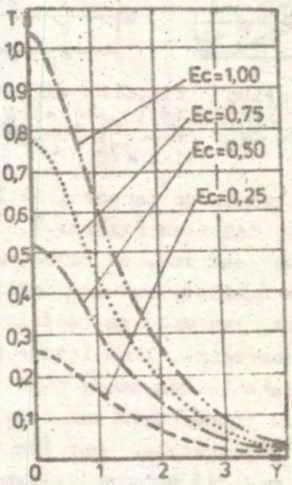


Fig.1o: La variation $T=f(y,Ec)$ $\omega=1$; $A=1$; $\varepsilon=0,5$; $t=\pi/2$; $Pr=1$

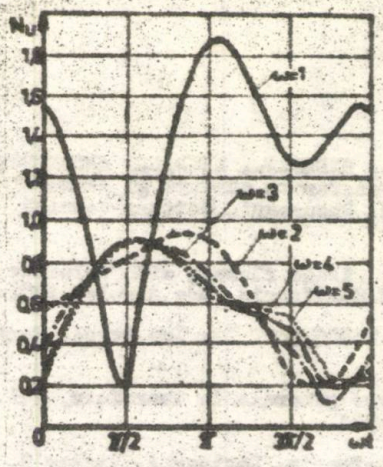


Fig.11: La variation Nu=f(ωt)
A=1; ε=o,5 ; Pr=1; Ec=1

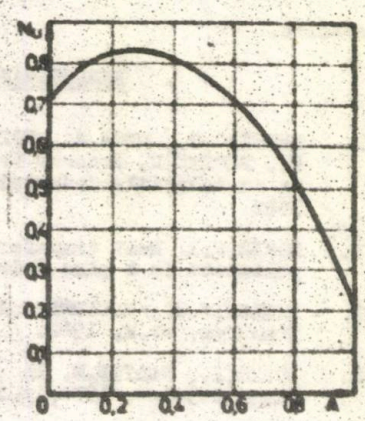


Fig.12: La variation Nu=f(A)
ω=1; ε=o,5; Pr=1; Ec=1; t=π/2

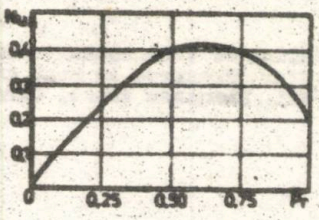


Fig.13: La variation Nu=f(Pr)
ω=1; A=1; ε=o,5; Ec=1; t=π/2

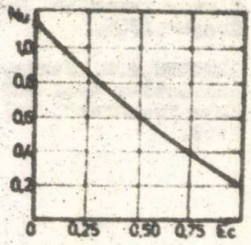


Fig.14: La variation
Nu=f(Ec) ω=1; A=1;
ε=o,5; t=π/2; Pr=1

7. Conclusions

Résolvant le système formé de l'équation de mouvement et de l'équation de l'énergie pour la couche limite dans le cas de l'écoulement pulsatoire d'un fluide incompressible on constate que la pulsation, les invariants Prandtl et Eckert modifient sensiblement le champ de vitesse, de température et le transfert de chaleur, pendant que l'amplitude n'y exerce qu'une influence presque négligeable.

Il est important que le transfert de chaleur se modifie périodiquement avec la pulsation, présentant des maximums et des minimums aux certaines valeurs de celle-ci.

L'ouvrage met en évidence une modalité d'appréciation par calcul de transfert de chaleur, dans le cas du régime d'écoulement

pulsatoire.

BIBLIOGRAFIE

1. CHIRIAC,F., LECA,A., POP,M., BADEA,A., LUCA,L., ANTONESCU N., PERETZ,D. Procese de transfer de căldură şi de masă în instalaţiile industriale. Bucureşti, Editura tehnică, 1982.

2. ROMIE,F.E. Heat transfer to fluids flowing with velocity pulsation in a pipe Univ.of.California, Los Angeles,1956.

3. BAYLEY,F.J., EDWARDS,P.A., SINGH,P.P. In: Int.Devel. Heat Transfer, nr.2, 1962.

4. GOSSE,J., MARTIN,M. In :Revue générale de thermique, vol. IX,nr.103-104, 1970, p.887-893.

5. SCHLICHTING,H. Grenzschicht-Teorie. Karlsruhe, Verlag G. Braun, 1965.

6. SERBANOIU,N. Studiul schimbului de căldură în regim nestaţionar periodic. Teză de doctorat. Universitatea din Braşov,1985.

7. BERGLES,A.E. Survey and evaluation of techniques to augment convective heat and mass transfer "Progress in Heat and Mass Transfer", vol I, p.331-421. Pergamon Press, Oxford, 1969.

SERBANOIU, N., MURESAN, M., HOFFMANN, V.

CONTRIBUTII PRIVIND TRANSFERUL DE CALDURA PRIN CONVECTIE IN REGIM DE CURGERE PULSATORIU

Rezumat

Lucrarea prezintă o metodă de calcul a transferului de căldură în cazul regimului de curgere pulsatorie a fluidelor. Se poate studia influenţa pulsaţiei, amplitudinii, invarianţilor Prandtl şi Eckert asupra cîmpului de viteză, cîmpului de temperatură şi a fluxului de căldură

CONTRIBUTIONS CONCERNANT LE TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION DANS UN RÉGIME D'ÉCOULEMENT PULSATOIRE

Résumé

L'ouvrage présente une methode de calculer le transfert de chaleur dans le cas du régime d'écoulement pulsatoire des fluides. On peut étudier l'influence de la pulsation, de l'amplitude, des invariants Prandtl et Eckert sur le champ de vitesse, le champ de température et le flux de chaleur.

SPEED MEASUREMENT OF MICROCOMPUTER-CONTROLLED ELECTRIC MOTORS

Dr.Eng. Wilibald Szabo, professor, University Braşov;
Eng. Adrian Mailat, lecturer, University Braşov.

The fast development of microelectronics, the creation of LSI-circuits, permitted the design and implementation of high performance digital control and regulation systems.

These systems need methods for measuring rotational speed in a very wide range, at high resolution and accuracy, during a small measuring interval.

As the structure of such systems includes a microcomputer, it readily can assume the task of measuring the rotational speed, combined with a digital transducer of the optoelectronic type.

At present, two major speed measuring methods, using digital transducers, are employed. The first consists in measuring the frequency of the pulses generated by the transducer, having low performances in the low speed range. The second method is based on measuring the time interval between two succesive pulses of the transducer, while the errors depend on the accuracy of location of the marks on the transducer disk, performances reducing with increased speed.

The paper presents a method of measuring the speed of microcomputer-controlled electric motors, which widely meets the demands of quality imposed on such systems.

The method is based on counting the pulses generated; on the one hand by the speed transducer and on the other by a clock, during a time interval t, controlled by the microcomputer. The first pulse of the transducer following after the start pulse (Fig.1) starts the counters, while the first pulse of the transducer after the stop pulse, stops the counters.

With f_o, the frequency of the clock pulses, and f the frequency of the transducer pulses

$$f = pn/60 \, . \qquad (1)$$

where p is the number of transducer disk marks and n - the motor speed in r.p.m., at the end of the time interval t, the two counters have registered the numbers of pulses:

$$n_c = t.f \quad , \qquad (2)$$

$$n_o = t.f_o \quad . \qquad (3)$$

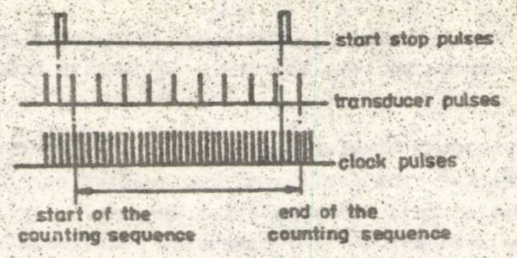


Fig.1. Principle of the method.

Substituting in (2) the relationships (1) and (3) :

$$n = \frac{60\ f_o}{p} \cdot \frac{n_c}{n_o} \quad . \qquad (4)$$

The numbers n_c and n_o are obtained from the two counters and $60\ f_o/p$ being a known constant is introduced from the beginning into the memory of the microcomputer, which also performs the multiplication of this constant with the ratio n_c/n_o.

In Fig.2 is shown the proposed electric diagram of the device, employing a 8253 programmable counter. Its structure contains three independent 16 bit counters associated with logic circuits providing interlinkage with both CPU and the outer circuits. Interfacing of the 8253 to the system is obtained as usual: the inputs A0 and A1 are coupled to the adress paths A0 and A1 of the system and the selection signal $\overline{CS}$ can be generated by the signals of the adress bus by linear selection or decoding. The signals $\overline{RD}$ and $\overline{WR}$ are derived from the control signals of the system. The operation mode of the 8253 is established by the software, loading the proper word into the control register.

The first counter („0") of the 8253 is used to establish the measuring time interval t, the second („1") counts the pulses generated by the transducer, the third („2") counts the clock pulses ϕ. All counters are programmed for the operating mode „0".

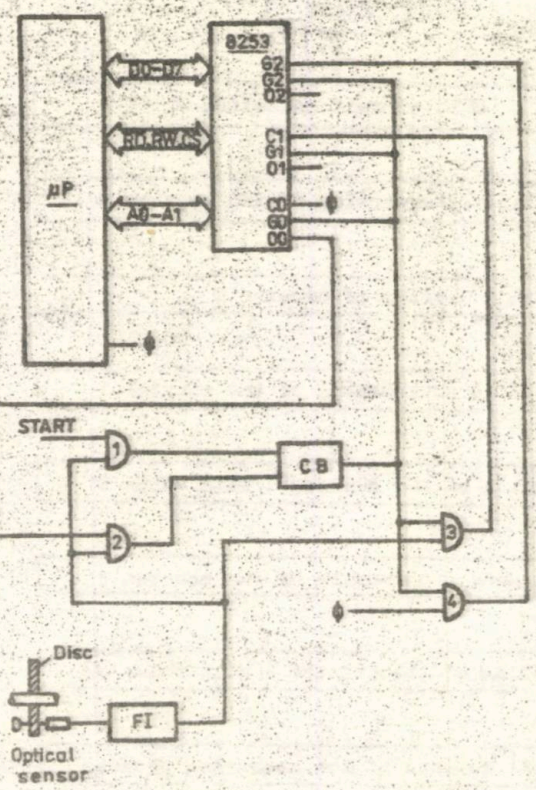


Fig.2. Speed measuring circuit.

The four AND gates and the flip-flop CB, assure the control of the 8253 by the previously presented principle (Fig.1). The START pulse which triggers the measuring process is supplied by the microcomputer, while the STOP pulse is generated by the „00" output of the first counter of the 8253. The measuring time t is set at the desired value by initially loading the „0" counter and then decrementing it by the clock pulses ϕ .

The resolution of this measurement system is :

$$q = \frac{60\, f_o n_c}{p}\left(\frac{1}{n_o - 1} - \frac{1}{n_o}\right) = \frac{60\, f_o n_c}{p n_o (n_o - 1)} \qquad (5)$$

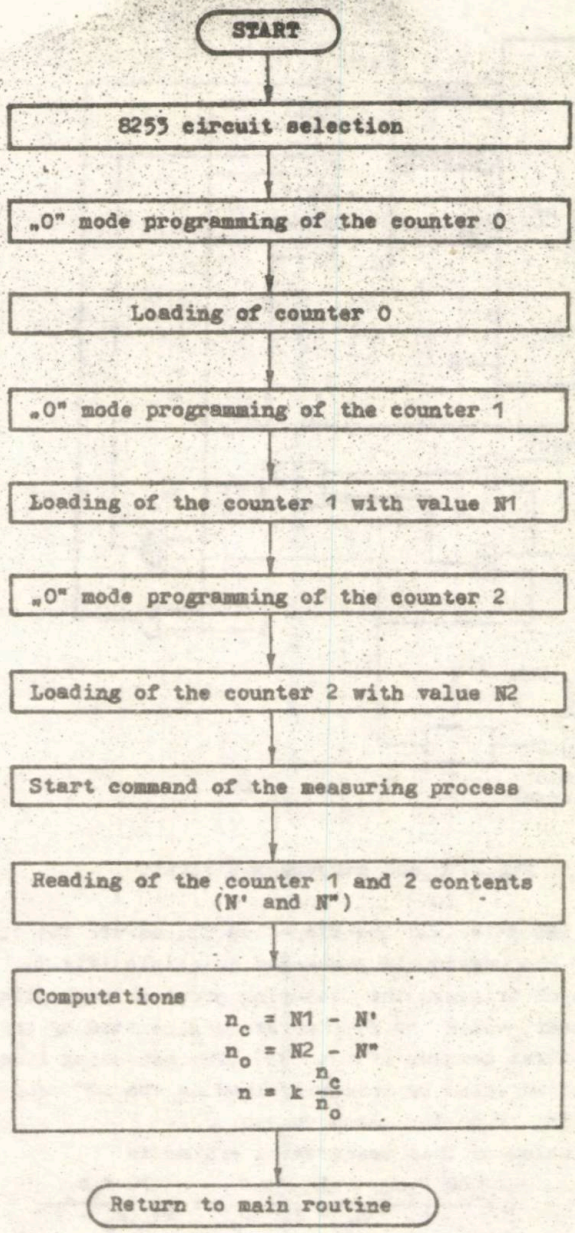


Fig.3. Flow chart of the speed measuring program.

and the measurement error ε related to the transducer inaccuracy ε_t (the angular displacement inaccuracy between two consecutive pulses) is:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_t}{n_e}. \qquad (6)$$

The speed measuring program is operating as a subroutine in the main program of the whole application. The subroutine is shown in Fig.3 as a flow chart.

REFERENCES

1. OHMAE,T., MATSUDA,T., KAMIYAMA,K., TACHIKAWA,M. "A microprocessor-controlled high-accuracy wide-range speed regulator for motor drives". IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol.IE-29, No 3, August 1982, p.207-211.

2. KAYNAK,O. and SARPTURK,S.Z. „Microprocessor-based novel techniques for digital speed measurement". 5 th. Power Electronics Conference, Budapest, 21-25 oct. 1985, Vol.1, p. 35-45.

3. HABIBULLAH,B., SING,H., SOO,K.L., ONG,L.C. „A new digital speed transducer". IEEE Transactions on Industrial Electronics and Control Instrumentation, Vol. IECI-25, No.4, Nov. 1978, p. 339-342.

SZABO,V., MAILAT,A.

MASURAREA TURATIEI MOTOARELOR ELECTRICE COMANDATE CU MICROCALCULATOARE

Rezumat

In lucrare se prezintă o metodă de măsurare a turaţiei motoarelor electrice comandate de microcalculatoare, care satisface în mare măsură cerinţele de calitate impuse de astfel de sisteme. Metoda se bazează pe utilizarea unui traducator digital de turaţie de tip fotoelectronic, a numărătorului programabil 8253 şi a microcalculatorului care există în structura sistemului respectiv. Partea software constituie o subrutină în programul principal corespunzător întregii aplicaţii.

SPEED MEASUREMENT OF MICROCOMPUTER-CONTROLLED ELECTRIC MOTORS

Abstract

The paper presents a speed measuring method for microcomputer-controlled electric motors which widely meets the quality requirements imposed on such systems. The method is based on the use of a digital rotational speed transducer of the optoelectronic type, of a 8253 programmable counter and the microcomputer as a part of the system. The software is a subroutine in the main program of the whole application.

ÉTUDE DU PHÉNOMÈNE DE DISPERSION CYCLIQUE ET DE SES INFLUENCES SUR LES PERFORMANCES LOI D'UN MOTEUR À ALLUMAGE PAR ÉTINCELLE D'AUTOMOBILE

Ing.Cristian Andreescu, lecteur;
Dr.Ing.Berthold Grünwald, professeur
à l'Institut Politechnique de Bucarest.

Le phénomène de dispersion cyclique, résidant dans l'irréproductibilité des phases de combustion des cycles successifs du moteur à combustion interne, peut être étudié en utilisant les méthodes de la statistique mathématique.

Par conséquent pour l'établissement de la loi de répartition des valeurs des pressions maximums des cycles successifs on été entrepris des expérimentés sur un moteur monocylindre IT 9, fonctionnant à un régime de charge partielle d'environ 25% à un nombre de tours de 900 t.p.m. Les paramètres de réglage du moteur ont eu les valeurs suivantes: le taux de compression 7,4; l'avance à l'allumage 20° vilebrequin; le coéfficient d'excès d'air 1,1.

Pour 30 cycles successifs enrégistrés, la pression maximum a eu une valeur moyenne $p_{max} = 22\ daN/cm^2$ avec une déviation moyenne quadratique $S_p = 4,1\ daN/cm^2$ et un coéfficient de dispersion $\sigma_p = 0,1864$.

Pour l'élévation de le hystogramme de la densité de probabilité, le domaine des valeurs p_{max} a été divisé en intervalles égaux dont la longueur $d_p = 4\ daN/cm^2$ a été calculée par la relation de Sturges.

Les paramètres statistiques déterminés par le traitement des valeurs expérimentales de la pression maximum sont présentés dans le tableau no.1.

Par l'aspect de le hystogramme représenté dans la figure 1 résulte une répartition des valeurs de la pression maximum semblable à la loi normale.

Pour vérifier cette hypothèse on appliqué le test Kolmogorov indiqué dans le cas des populations statistique à nombre réduit

Ouvrage présenté à le CONAF - 85.

d'éléments (moins de 30).

Tableau no.1

Nó. crt.	Δp_{max}	n_{pi}	Σn_{pi}	f_i	F_i	p_{maxi}	$p_{maxi}-\bar{p}_{max}$	z	F_i''	$\lvert F_i-F_i''\rvert$
1	14-18	5	5	0,167	0,167	16	-6	-1,46	0,0721	0,0949
2	18-22	9	14	0,300	0,467	20	-2	-0,49	0,3121	0,1549
3	22-26	12	26	0,400	0,867	24	2	0,49	0,6879	0,1791
4	26-30	3	29	0,100	0,967	28	6	1,46	0,9279	0,0391
5	30-34	1	30	0,033	1,000	32	10	2,44	0,9927	0,0073

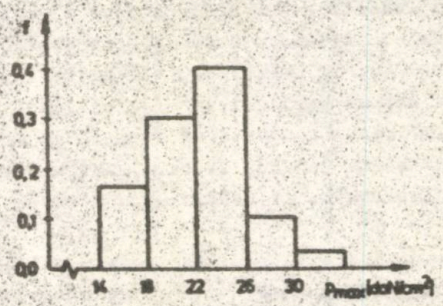


Fig.1

À l'aide des tableaux de la fonction de Laplace on établit les valeurs des fréquences relatives cumulées.

$$F1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_0^z e^{-\frac{p_{max}}{2}}\, dp_{max}$$

correspondant à la loi normale pour les valeurs du paramètre

$$z = \frac{p_{maxi}-\bar{p}_{max}}{S_p}$$

caractéristique pour chaque intervalle statistique.

On réduit les fréquences relatives cumulées de la répartition empirique par les fréquences relatives de la répartition théorique, en obtenant, tel que résulte du tableau, une valeur maximum de cette différence $D=\lvert F_i-F_i''\rvert_{max}=0,1791$. En tenant compte du fait que la population statistique examinée est formée de n = 30 éléments y résulte le paramètre du test $\lambda = S\sqrt{n} = 0,981$

Pour une probabilité $K_\lambda = 0,95$, on obtient des tableaux du test $\lambda_g = 1,36$. Parce que λ est beaucoup plus petit que λ_g on peut affirmer que les valeurs maximums de la pression

dans les cycles successifs de fonctionnement suivent une loi normale de répartition.

En admettant que la loi de répartition est donnée par la nature du phénomène, y résulte qu'elle est respectée aussi dans le cas d'un moteur du type Dacia 1300.

Au but de la recherche des implications du phénomène de dispersion cyclique sur les performances indiquées d'un moteur à allumage par étincelle, ce phénomène a été simulé sur un calculateur numérique utilisant, pour chaque charge de 25%, 40% et 85%, à 3000 tours/min., 12 variantes des lois de combustion du type Vibe: $\xi = 1 - \exp(-6{,}9 X^{m+1})$, $X = \frac{\alpha - \alpha_d}{\alpha_z - \alpha_d}$, α_d, α_z représentant les moments du début et du fin du processus de combustion; m est un facteur de forme.

Les valeurs des paramètres caractéristiques de chaque loi de combustion sont représentées dans le tableau no.2, et les courbes des vitesses de combustion sont représentées dans la figure 2.

Tableau no.2

Paramètre	Cycle												Charge %
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
α_d [°RA]	340	350	360	340	350	360	340	350	360	340	350	360	25
	340	350	360	340	350	360	340	350	360	340	350	360	40
	340	350	360	340	350	360	340	350	360	340	350	360	85
α_z [°RA]	400	410	420	415	425	435	400	410	420	400	410	420	25
	390	400	410	405	415	425	390	400	410	390	400	410	40
	375	385	395	390	400	410	375	385	395	375	385	395	85
m	2,31	2,31	2,31	2,31	2,31	2,31	1,28	1,28	1,28	4,28	4,28	4,28	25,40,85
χ	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,33	0,33	0,33	0,67	0,67	0,67	25, 40,85

Pour le modèle mathématique de calcul on a cherché d'étudier un nombre minimum de cycles mais qui doivent être représentatifs pour les regimes de fonctionnement respectifs. Ainsi, ayant en vue que la repartition des valeurs maximums de la pression suit une loi normale, on a détermine les fréquences relatives cumulées pour les 12 cycles à chacun des 3 régimes de charge; en constatant une valeur élevée des cycles analysées (voir tableau no.3).

En appréciant l'ampleur du phénomène de dispersion cyclique par la valeur du coefficient de dispersion des pressions maximums des cycles, on enrégistre une étroite corrélation de celui-ci avec la charge du moteur (figure 3).

Une telle vision du problème quoi que fréquemment rancontrée dans la littérature de spécialité, ne peut être considérée satisfaisante parceque'elle ne réussit pas à mettre en évidence la liaison directe entre les phénomènes spécifiques du cylindre du moteur qui définissent la modalité de déroulement du processus de combustion(réactions chimiques, turbulence etc) et l'irréproductibilité des cycles successifs.

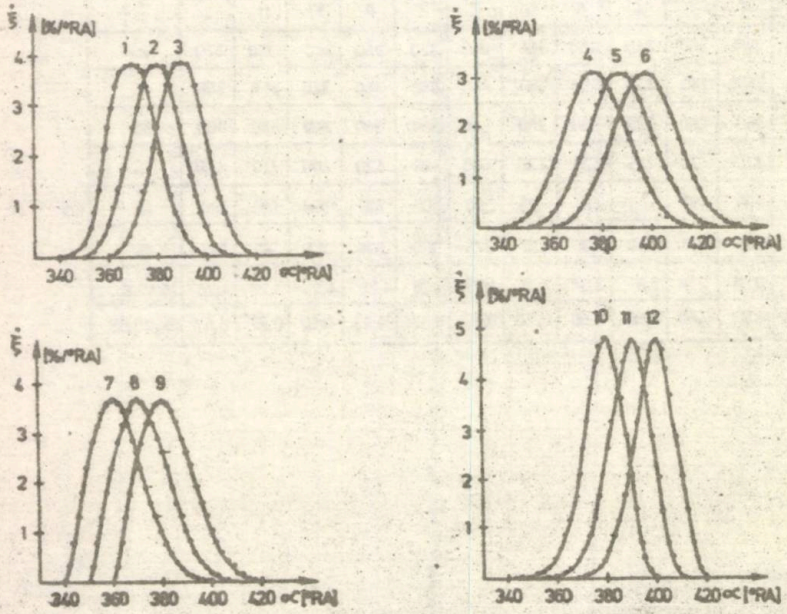


Fig. 2

Tableau no.5.

Charge, %	25	40	85
$\sum_{i=1}^{12} f_i$	0,5044	0,4160	0,3389

En analysant la corrélation qui existe entre la vitesse maximum de combustion et le coefficient de dispersion de la pression maximum (fig.4) on observe une importante uniformisation des phases de combustion dans le cas d'un développement d'une combustion plus rapide. Cette constatation entraîne la conclusion que la vitesse de combustion se constitue comme un facteur principal qui définit l'ampleur du phénomène de dispersion cyclique.

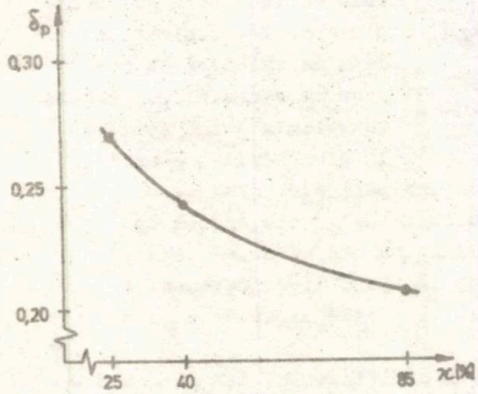


Fig. 3

L'affirmation est confirmée aussi par la correspondance qui a été remarquée entre le coefficient de la dispersion cyclique et la dispersion du moment de la pression maximum dans le cycle (fig.5).

Ce dernier paramètre est défini par le mode dont se déroule la combustion dans ses deux premières phases, en subissant donc les influences des facteurs qui actionnent sur les réactions chimiques de combustion (pression, température, dosage, gaz résiduels, énergie d'activation etc.) et aussi de ceux qui définissent le mouvement turbulent du fluide moteur dans la chambre de combustion.

Il résulte qu'en actionnant sur ces paramètres on peut contrôler le processus de combustion aussi dans la phase de la formation et du développement du noyau de flamme que dans la phase de propagation du front d'allumage au but de réduir l'irrégularité cyclique.

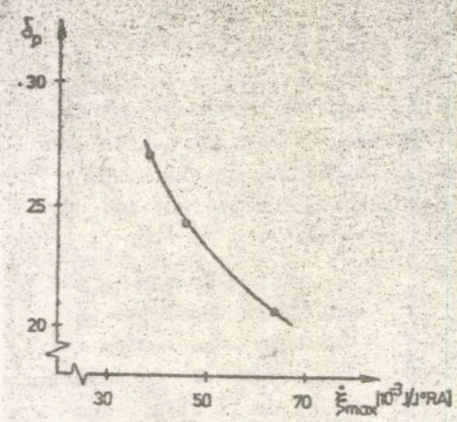


Fig. 4

Dans l'ouvrage [5] sont présentés plusieurs aspects concernant le mode dans lequel la turbulence actionne sur le phénomène de variation cyclique de la combustion en soulignant que la macroturbulence conduit à l'amplification des fluctuations enrégistrées dans les processus de combustion et qu'il y a une voie de réduction du phénomène par l'organisation dans le cylindre du moteur de certains mouvements turbulents à une échelle la plus réduite possible.

Parmi les facteurs qui actionnent par voie chimique on connait très bien l'influence du dosage sur la dispersion cyclique, la délimitation de l'utilisation des mélanges pauvres sur le moteur à allumage par étincelle ayant lieu justement à cause de l'amplification excessive de l'irrégularité dans le fonctionnement.

Tout en se manifestant par des modifications des diagrammes d'indicateur des cycles, le phénomène de dispersion cyclique entraîne des implications sur les performances indiquées du moteur. L'étude entrepris par le modélage sur calculateur présenté antérieurement a permis la mise en évidence de la correspondance directe qui existe entre l'irrégularité des processus de combustion et celle de la pression moyenne indiquée et du rendement indiqué (figures 6 et 7).

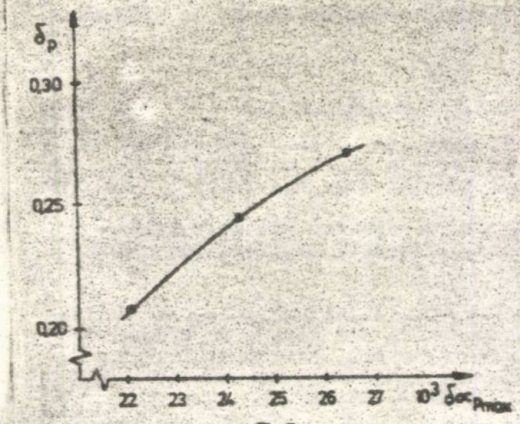


Fig.5

La réduction de l'irrégularité des processus de la chambre de combustion permet non seulement un fonctionnement plus uniforme, plus tranquille du moteur, mais elle crée la possibilité d'entreprendre des mesures destinées à améliorer les performances de celui-ci. Par conséquent, la valeur du taux de compression est limitée par l'apparition du phénomène de cliquetis qui a lieu dans les cycles avec les plus élevées vitesses de croissance de la pression. En réalisant une uniformisation des processus de combustion on élimine les cycles avec une grande inclination pour le cliquetis, tout en pouvant augmenter le taux de compression sans que le cliquetis apparaisse.

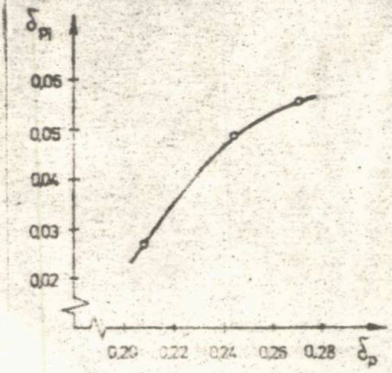


Fig.6

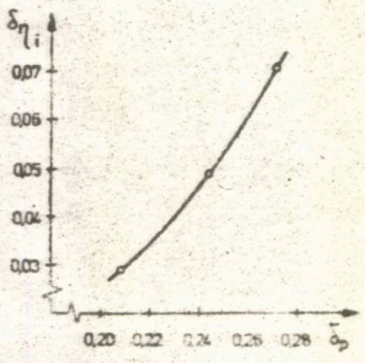


Fig.7

De la même manière on peut actionner aussi sur d'autres paramètres constructifs et de reglage, en leur optimalisant les valeurs dans un degré plus élevé, lorsqu'on réduit le phénomène de dispersion cyclique.

BIBLIOGRAPHIE

1. Grünwald, B., Gheorghiu, V. Calculul schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă cu piston, Bucureşti, Centrul de multiplicare al Institutului Politehnic Bucureşti , 1980.

2. Grünwald, B., Teoria calculul şi construcţia motoarelor pentru autovehicule rutiere, Bucureşti, Editura Didactică şi Pedagogică, 1980.

3. Grünwald, B., Andressou, Cr., Unele influenţe asupra nivelului şi distribuţiei de temperatură din camera de ardere a motoarelor cu aprindere prin scinteie, Buletinul Institutului Politehnic "Gheorghe Gheorghiu Dej" Bucureşti, tomul XXXVI, numărul 3, 1974, pp. 67-73.

4. Mihoc, Gh., Micu, N., Teoria probabilităţilor şi statistică matematică, Bucureşti, Editura Didactică şi Pedagogică,1980.

5. Dye, T., TCI: New advances, Automative Engineer, Aug./Sept.1983.

ANDREESCU,CR., GRUNWALD,B.

STUDIUL FENOMENULUI DE DISPERSIE CICLICĂ SI AL IMPLICATIILOR ACESTUIA ASUPRA PERFORMANTELOR INDICATE ALE UNUI MOTOR CU APRINDERE PRIN SCINTEIE PENTRU AUTOTURISM

Rezumat

Studiul fenomenului de dispersie ciclică este abordat sub două aspecte: statistic şi fenomenologic. Este emisă şi verificată ipoteza repartiţiei normale a presiunilor maxime din ciclurile succesive de funcţionare, definindu-se pe această bază parametrii caracteristici pentru 12 cicluri reprezentative din punct de vedere statistic şi care au fost modelate pe calculator. Este evidenţiată corelaţia strînsă între viteza desfăşurării procesului de ardere şi manifestarea fenomenului de dispersie ciclică, analizîndu-se implicaţiile acestuia asupra presiunii medii indicate şi randamentului indicat al motorului cu aprindere prin scînteie.

ÉTUDE DU PHÉNOMÈNE DE DISPERSION CYCLIQUE ET DE SES IMPLICATIONS SUR LES PERFORMANCES INDIQUÉES D'UN MOTEUR À ALLUMAGE PAR ÉTINCELLE D'AUTOMOBILE

Résumé

L'étude du phénomène de dispersion cyclique est abordé sous deux aspects: statistique est phénoménologique. On émet et on vérifie l'hypothèse de la répartition normale des pressions maximums des cycles successifs de fonctionnement, en précisant sur cette base les paramètres caractéristiques pour 12 cycles représentatifs du point de vue statistique et qu'on a modélé sur l'ordinateur numérique. On met en évidence la corrélation serrée entre la vitesse de développement du processus de combustion et la manifestation du phénomène de dispersion cyclique, en analysant ses implications sur la pression moyenne indiquée et le rendement indiqué du moteur à allumage par étincelle.

INFLUENCE DE L'ADJONCTION D'HYDROGÈNE DANS LES MÉLANGES PAUVRES SUR LES PARAMÈTRES DU PROCÈS DE COMBUSTION AUX M.A.E.

dr.ing.DINU MIRCEA FODOR, lecteur à l'Institut de sous-ingénieurs d'Oradea.
dr.ing.NAGY TIBERIU, professeur à l'Université de Braşov.

Les recherches expérimentales ont eu comme but de vérifier l'influence des mélanges de H_2 dans les combustibles appauvris sur les procès de combustion, sur les grandeurs spécifiques indiquées et effectives, ainsi que sur la réduction de la nocivité des gaz d'échappement au moteur de la voiture de tourisme Dacia 1300.

L'estimation de l'influence de l'adjonction d'hydrogène (1),(2),(3),(4),(5),(6), dans les mélanges appauvris sur les paramètres du procès de combustion a été réalisée en étudiant la variation de la durée au déclanchement de la combustion rapide (τ_d), de la phase rapide (τ_r), la variation de la pression maximale ($p_{max.}$), de la vitesse de l'augmentation de la pression moyenne pendant la combustion $(\Delta p/\Delta\alpha)_{moyenne}$, et aussi sous charges, K=40%, 80%, 100%, en fonction de la fréquence des tours. Dans la figure 1, on présente la variation de la durée de déclanchement de la combustion rapide τ_d et de la durée de la phase de combustion rapide τ_r aux charges diverses, en fonction de la fréquence des tours.

Les diagrammes présentés laissent remarquer que la présence de l'hydrogène en petites quantités imprime à la combustion du mélange de combustible appauvri une cinétique de réactions en chaîne, dont la conséquence est la réduction de la durée de combustion rapide τ_d de 25 à 50%. Il résulte que la vitesse de combustion est déterminée uniquement par la vitesse de la flamme laminaire, qui dépend de la composition du mélange, du dosage, de l'énergie d'activation, ainsi que de l'intensité de la turbulance.

La modification favorable de la composition du mélange et de l'énergie d'activation déterminent la modification de cette période, ayant comme conséquence sa réduction.

* Ouvrage présenté à la CONAT - 85.

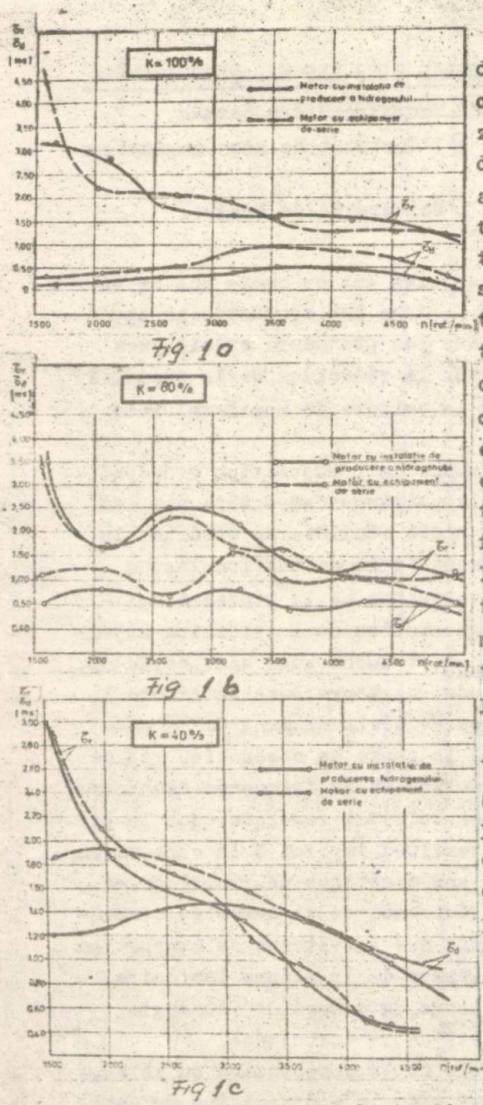


Fig.1.Variation de la durée au déclanchement τ_d,et de la phase τ_r de la combustion rapide,aux charges différentes,en fonction de la fréquence des tours.

Pendant la seconde phase de la combustion,la durée de la combustion rapide étant τ_r,la zone de combustion atteint des dimensions égales ou supérieures aux macrotourbillons.On a constaté que la vitesse de propagation de la flamme est déterminée seulement par l'intensité de la turbulance.C'est ce que démontrent la proximité réciproque dans laquelle se trouvant les courbes pour le moteur standard et celles du moteur à adjonction d'hydrogène,courbes qui s'entrecroisent même à certaines fréquences de tours.On en tire la conclusion que les propriétés physiques et chimiques du mélange n'influencent pas substanciellement la vitesse de propagation de la flamme.

En principe,par l'augmentation de la vitesse de propagation du front d'allumage et par la réduction de la zone d'allumage,on a réduit d'une certaine mesure la durée de propagation de la flamme aux certaines charges et fréquences de tours,avec des conséquences liées aux dégagements supérieurs de chaleur dans la phase de la combustion rapide et la réduction de la phase modérée.Aux charges partielles (K=40%,K=80%)on peut réduire la durée de la combustion si on adopte une autre

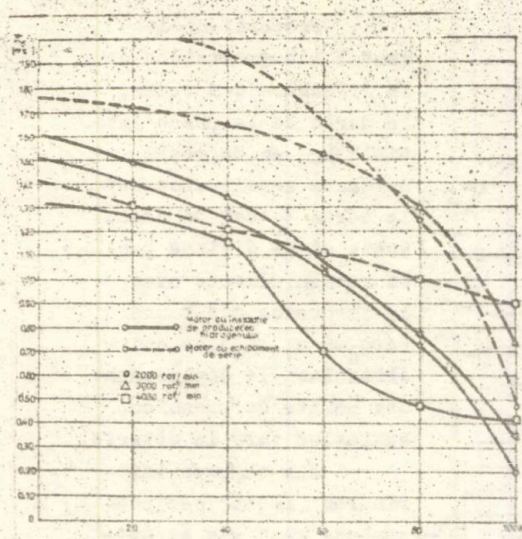


Fig.2.Variation de la durée du déclanchement de la combustion rapide τ_d au changement de la charge pour la fréquence constantedes tours de 2000,3000 et 4000 rot/min.,comparativement avec le moteur standard.

loi de l'avance au déclanchement de l'étincelle électrique,mais dans le cadre de ces recherches on s'est borné aux reglages du moteur standard,pour mettre en évidence exclusivement l'influence de la présence de l'hydrogène dans le mélange.

Pendant une fréquence des tours constante (fig.2), on peut remarquer qu'en réduisant progréssivement la charge,la durée du déclanchement de la combustion rapide τ_d augmente proportionnellement,la même différence se conservant sur tout le domain de la charge en faveur du moteur à alimentation à hydrogène.Cette situation met en évidence,d'une manière plus pregnant,l'influence favorable des centres actifs sur la durée du déclanchement de la combustion rapide,dans des conditions approximativement égales de température et de pression,au moment du jaillissement de l'étincelle électrique.Comme on peut le déduire des figures 3,4,5,ce phénomène détermine une augmentation de la pression maximale du cycle $p_{max.}$ et,implicitement,une augmentation de la valeur moyenne de l'accroissement de la pression $(\Delta p/\Delta\alpha)_{moy.}$ dans le cas de tous les trois fréquences des tours,tout en résultant une augmentation moyenne de cca. 11,6%,sans compromettre le roulement constant du moteur.

Aux fréquences de tours inférieures (au-dessus de 2500 rot/min),la diminution de la pression maximale ($p_{max.}$) s'explique particulièrement par l'augmentation accentuée de la durée des phases de la combustion rapide,donc le déplacement du point maximum de pression vers la détente et,implicitement,la réduction de la pression maximale.

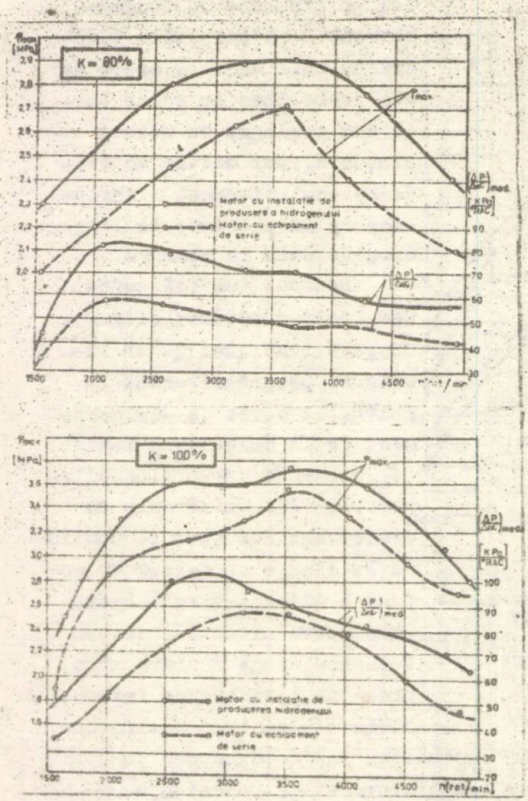


Fig.3.Variation de la pression maximale du cycle et de la vitesse moyenne d'augmentation de la pression aux charges différentes,en fonction de la fréquence des tours.

Proportionnellement à l'augmentstion de la fréquence des tours, la durée de la phase initiale $\Delta\alpha_d$ en degrésRA augmente aussi,parce que la durée τ_d est $\approx$ constante et ne diminue pas en raison directe avec la fréquence des tours ($\Delta\alpha_d$=6 n . τ_d),ce qui détermine le déplacement des points de pression maximales vers la détente.

Aux charges inférieures (K=40%) ces phénomènes sont mis en évidence d'une manière moins pregnante parce que,simultanément avec l'augmentation de la fréquence des tours,se réduit la phase de la combustion rapide τ_r(voir fig.1c.)

L'augmentation de la vitesse de réaction comme conséquence de l'augmentation de la concentration des centres actifs,détermine la réduction de la période d'induction à cause du supplément d'hydrogène dans le mélange appauvri,phénomène qui est confirmé d'une manière convainquant par le degré de dispersion cyclique aussi.

Ayant à la base le calcul des diagrammes indiquées restreintes,comparativement aux trois fréquences de tours,obtenues en faisant des photographies à l'échelles sur l'ascilloscope,on a tracé les courbes de variation de la dispersion cyclique compa-

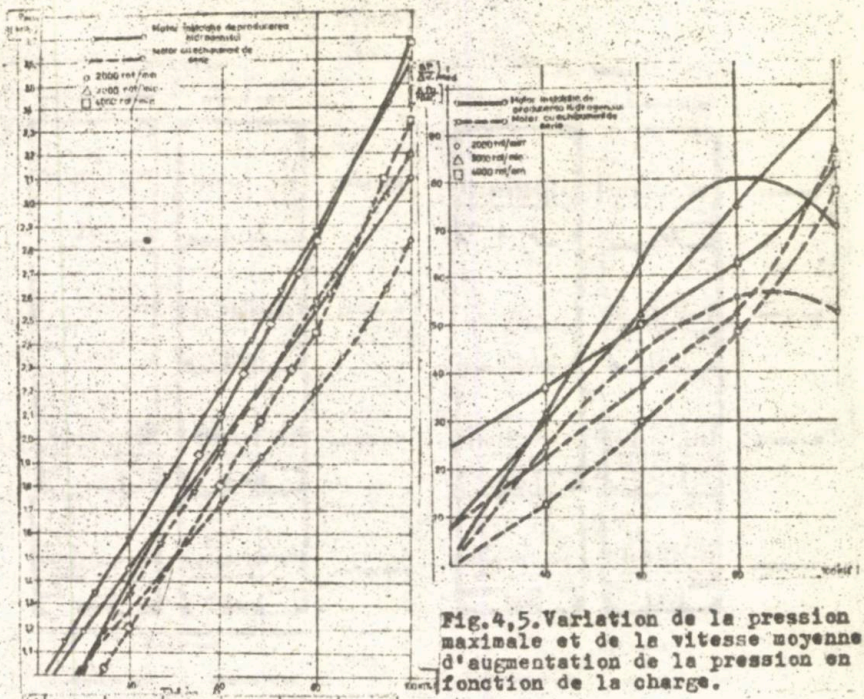


Fig.4,5.Variation de la pression maximale et de la vitesse moyenne d'augmentation de la pression en fonction de la charge.

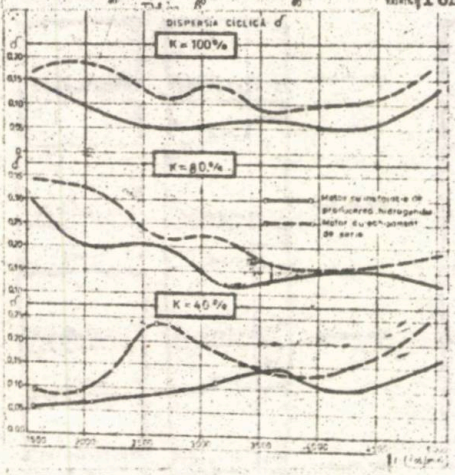


Fig.6.Variation de la dispersion cyclique en fonction de la fréquence des tours aux charges différentes.

tivement,en fonction de la fréquence des tours.(fig.6)

Pour obtenir la plus grande précision possible dans l'interprétation des données,on a exécuté,en moyen, le cycles de photographies à l'échelle pour chaque fréquence des tours et pour chaque charge,comperativement.

Il est intéressant de remarquer (fig.7) que les diagrammes indiquées restreintes à la charge K=80% et à la charge totale K=100%,entre

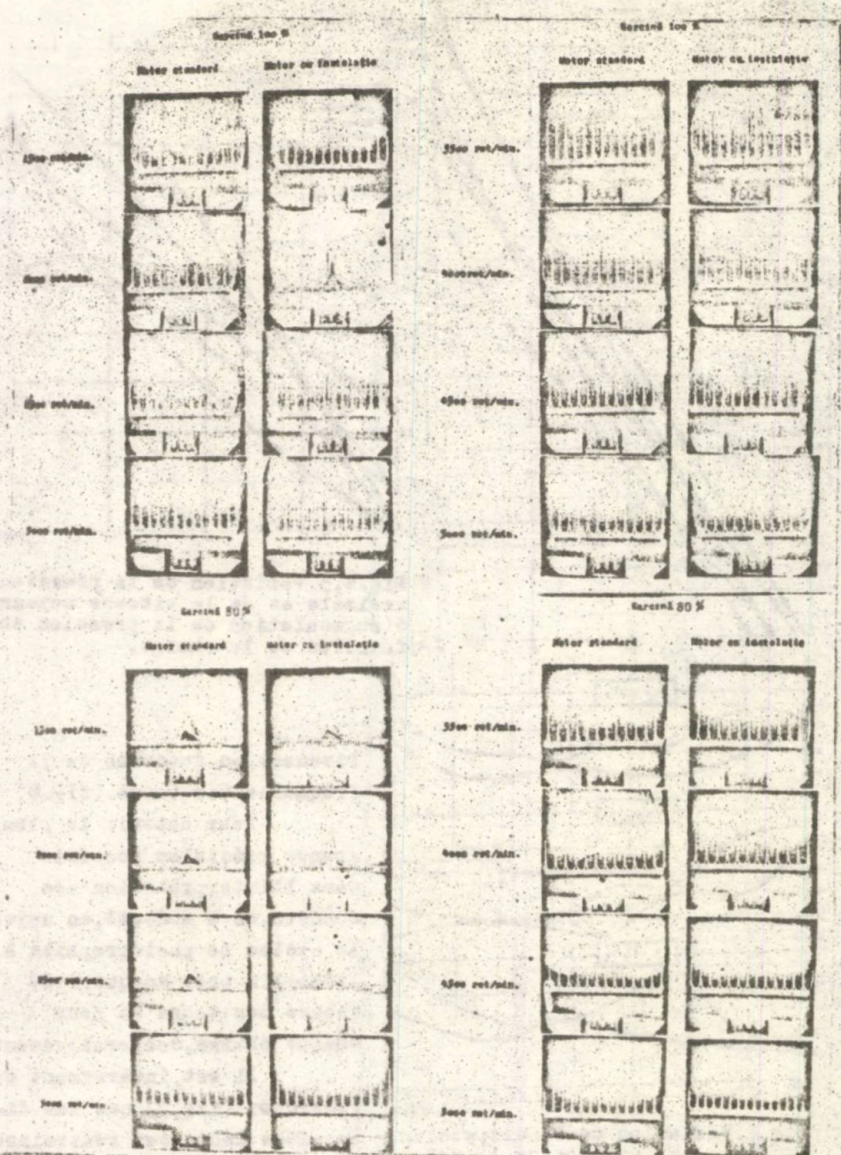


Fig.7. Les diagrammes indiquées restreintes aux charges et fréquence des tours différentes.

2000 et 4500 rot/min.,montrent des pressions catégoriquement supérieures au moteur à adjonction dèhydrogène,malgré l'appaovrissement préalable du mélange,par rapport au moteur standard.

On considère qu'à un stade de corrélation optimale entre l'adjonction d'hydrogène,la qualité du mélange combustible appauvri et la loi de variation de l'avance au jaillissement de l'étincelle électrique,on peut obtenir des résultats meilleurs,de sort que le phénomènesde dispersion cyclique se réduise sensiblement au charges partielles réduites aussi,avec des implications énergétiques,économiques et mécaniques directes.

BIBLIOGRAPHIE

1.SATPOV,E.V.,RAMENSKIY,A.,KUZNECOV,V.M.,Iseledovanie mocinostnyh, economiceskih i toksiceskih harakteristik dvigatelja,rabotajusceg na benzovodorodnyh smesjah.In:Avtomobilnaia promyslenosti,nr.11 1979,p.35.

2.MATETE,WOLF,Hydroges and the big energy options.In:H.E.4,2,1972.

3. x x x,Hydrogen update.In:Hydrogen Progress,nr.9,1979.

4.FURAHAMA,S.Two-stroke hydrogen injectori engine,In:H.E.4,6,1979.

5.BRADFORD,W.B.,FINCH,J.G.,PRIOR,McA.The Ignition of Some Explosive Mixtures by Modified Cail Discharges.In:Jurnal of the Chemical Soçieti,Mal 1,1934,p.75-79.

6.LEWIS,B.ELBE,G.;Combustion,Flames and Explosions of Gases.In:Academic press,1961.

7.GRUNWALD,B.,Teoria,calculul şi construcţia motoarelor pentru autovehicule rutiere.Bucureşti,Editura didactică şi pedagogică,p.80 90;p.857-861.

8.GRUNWALD,B.,RADCENCO,V.;O metodă de calcul al parametrilor procesului de ardere în m.a.s;In:Metalurgia şi construcţia de maşini, nr.7,13 (1961),p.574-581.

FODOR,D.M., NAGY,Z.

INFLUENTA ADAOSULUI DE HIDROGEN IN AMESTECUL CARBURANT ASUPRA PARAMETRILOR PROCESULUI DE ARDERE DIN MAS

Rezumat

In lucrare se prezintă influenţa adaosului de hidrogen în amestecul carburant asupra parametrilor procesului de ardere, fiind studiate variaţia perioadei de întîrziere la aprinderea, perioada arderii rapide, presiunii maxime a ciclului, viteza medie de creştere a presiunii în timpul arderii, precum şi dispersia ciclică în comparaţie cu un motor standard.

INFLUENCE DE L'ADJONCTION DIHIDROGÈNE DANS LES MÉLANGES PAUVRES SUR LES PARAMÈTRES DU PROCÈS DE COMBUSTION AUX M.A.E.

Résumé

L'ouvrage présente l'influence de l'adjonction d'hydrogène dans les mélanges appauvris sur les paramètres du procès de combustion, par l'étude de la variation de la durée au déclanchement de la combustion rapide, de la durée de la phase de la combustion rapide, de la pression maximale, de la vitesse de l'augmentation de la pression moyenne pendant la combustion, ainsi que la dispersion cyclique, comparativement avec le moteur standard.

STAND POUR LA VERIFICATION DES RADIATEURS D'EAU ET DES REFROIDISSEURS D'HUILE

Dr.ing.Dan Abăităncei,professeur ;
Dr.ing.Enache Ionescu,professeur ;
Dr.ing.Iulian Ţopa,maître de conference ;
Ing.Alexandru Greavu,lecteur ;
Ing.Maria Abăităncei,ing.chercheur ;
Ing.Traian Iordache,ing.chercheur ;
Ing.Ioan Todor,assistant ;
Ing.Nicolae Ţurea,assistant ;
Universitatea din Braşov ;
Ing.Romeo Iorga,Intreprinderea de Autocamioane Braşov ;
Ing.Ion Rus,Intreprinderea de transporturi Arad .

1. Introduction

Pendent le fonctionnement sur le véhicule,les radiateurs d'eau et les refroidisseurs d'huile comme des sous-ensembles du moteur,sont soumis aux vibrations et aux pulsations hydrauliques.Ayant dans sa componence une touboulature assemblée par collage,leur durabilité est premièrement déterminée par la résistence de la touboulature à ces vibrations et pulsations hydrauliques.Pour vérifier et essayer dans le laborateur dans les conditions les plus approchées de la réalité de fonctionnement des radiateurs d'eau et des refroidisseurs d'huile des moteurs,on a élaboré et réalisé, le stand,dont le schèma de principe est présenté dans la figure 1.

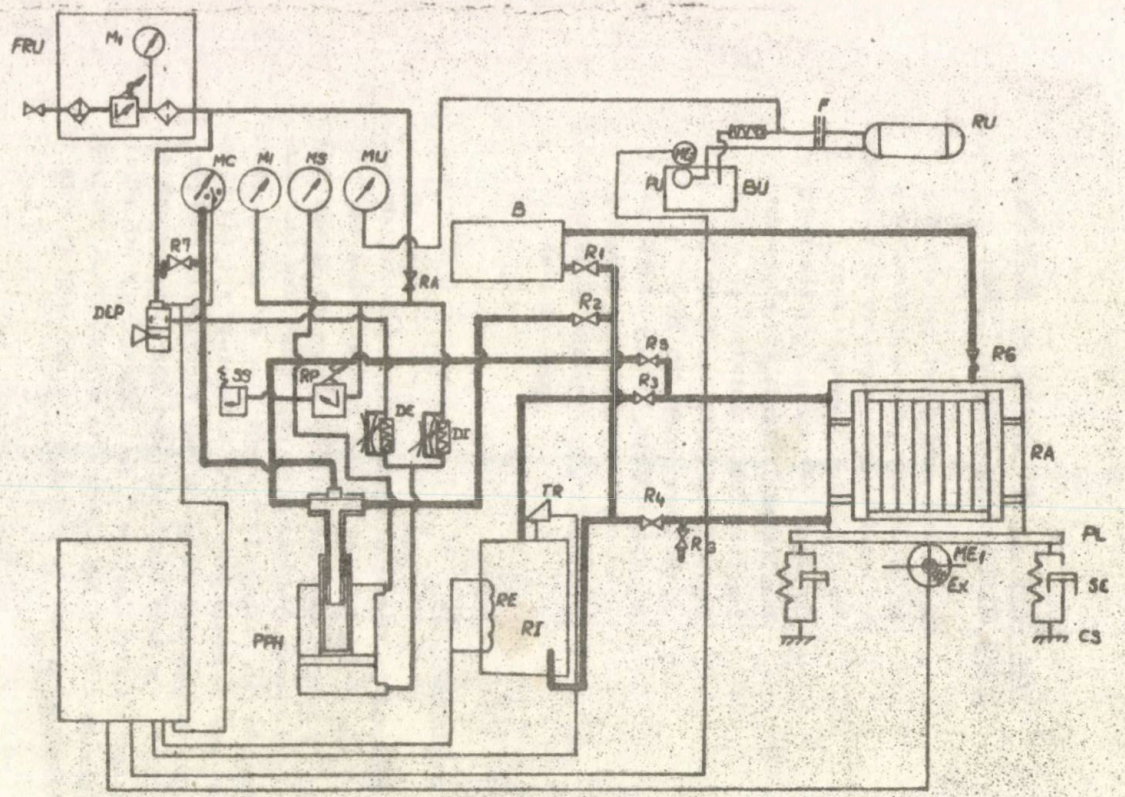

FRU
M1
MC
MI
MS
MU
R7
DLP
SS
RP
DC
DI
RA
B
R1
R2
R5
R3
R4
R6
TR
RE
RI
PPH
F
RU
PU
BU
RA
PL
ME1
Ex
SE
CS

Fig. 1.

2. Le principe de fonctionnement et la description des éléments components

Le régime des vibrations mécaniques nécessaires s'obtient à l'aide d'une masse vibratrice, les pulsations hydrauliques se réalisent à l'aide d'une instalation hydraulique de pulsation-chauffage et la commande et les mesures se se réalisent électriquement.
Sur la base des mesures faites et des recommendations de la littérature de spécialité (des prescriptions recommandées) on a établit les suivantes conditions d'essai, que le stand doit réaliser :

- l'amplitude des vibrations mécaniques 0-10 mm ;
- le domaine de la fréquence des vibrations mécaniques 0-60 Hz ;
- la pression dans le circuit d'eau du refroidisseur d'huile 2 bars ;
- la pression dans le circuit d'eau du radiateur 1 bar ;
- la pression dans le circuit d'huile des refroidisseurs d'huile pendant le prélèvement des vibrations mécaniques et des pulsations hydrauliques dans le circuit d'eau 3,5-4,5 bars ;
- la température dans les circuits d'eau et d'huile maximum 95°C.

Au point de vue constructif-fonctionnel, le stand est composé de suivantes parties distinctives :

- le masse vibratrice;
- l'instalation de pulsation et de chauffage;
- le circuit d'huile;
- le pupitre de commande des pulsations hydrauliques;
- le pupitre électrique, de commande, des mesures, l'affichage.

2.1. La masse vibratrice

Ce sousansamble constitue aussi le poste de travail et il est formé du plateau PL sur lequel on place le radiateur d'eau RA ou le refroidisseur d'huile RU, plateau qui représent le support des quatre supports élastiques SE sur le cadre de soutien CS monté rigidement sur la fondation. Les vibrations du plateau sont générées par l'excentrique Ex

monté sur l'axe du moteur électrique MEI;fixé rigidement du plateau.L'amplitude des vibrations peut être réglée par la modification de la position d'excentrique par rapport à l'axe de l'arbre de commande (d'entraînement) électrique.La puissance de ces amplitudes est d'ordre o-lo mm.La fréquence des vibrations peut se modifier par la variation du nombre de tours du moteur électrique.Par conséquence,le régime des vibrations mécaniques,s'établit par la modification de l'excentricité et du nombre de tours du moteur électrique.

2.2.L'instalation de pulsation et de chauffage

Les pulsations de la pression hydraulique dans le circuit d'eau sont produites par la pompe pneumohydraulique PPH dans laquelle il est maintenu un cycle continu de pression et de dépression.De l'instalation il fait aussi part :
le bassin avec le liquide de refroidissement B;le réservoir de chauffage RI,ayant la possibilté de chauffer le liquide à l'aide d'une résistence électrique RE et de maintenir cette température sur toute la durée de l'essai avec un longmètre régulateur et la termorésistence TR;la pompe de recirculation PR;des tubes de jonction et des robinets.
La pompe de recirculation s'utilise à remplir le circuit d'eau et à vider l'instalation (l'élimination des boules d'air).
Pour initier et maintenir les pulsations hydrauliques dans le circhit d'eau,l'instalation est prévoyée avec un circuit d'air comprimé qui réalise le cycle continu de pression et de dépression à la pompe pneumohydraulique.Ce circuit est alimenté avec un air comprimé d'un réseau usinal par la prise d'air avec le robinet RR,la filtration et le péglage de la pression d'air se réalisant par le groupe de filtration-réglage-graissage FRU.L'apparature de commande et de control de ce circuit se trouve montée sur le pupitre de commande.
Les pulsations de la pression hydraulique dans le circuit d'eau se produisent dans la manière suivante : à l'ouverture du robinet d'air RA sur le pupitre de commande,l'air comprimé peut passer par le drossel d'entrée DI vers la chambre intérieure CI de la pompe pneumohydraulique et par le régulateur de pression RP prévoyé avec la soupape de sûrété SS dans la chambre supérieure CS de la pompe pneumohydraulique; à l'aide du régulateur RP on fait le réglage de la pression

de la chambre supérieure de la pompe pneumohydraulique, indiquée par le manomètre MI.
La puissance de cette pression est maintenue par la soupape de sûreté SS.
À l'ouverture du drossel d'entrée, DI, l'air pénètre dans la chambre inférieure CI en déterminant le déplacement du piston vers le point mort supérieur, déplacement par lequel se produit une augmentation de la pression dans le circuit de liquide, enregistrée par le manomètre avec des contacts MC.
À la réalisation de la valeur maxime (aproximatif 1,15 bar), le manomètre avec des contacts commande l'ouverture du distributeur électropneumatique DEP et aussi l'air du circuit de la chambre inférieure, sera éliminé dané l'atmosphère par l'amortisseur de bruit AZ après qu'il est passé par le drossel d'échappement DE qui fait régler la vitesse de déchargement.

Evidemment, la pression dans la chambre inférieure basse et le piston est déplacé vers le point mort inférieur à l'action de la pression plus grande de la chambre supérieure.

À la réalisation de la limite inférieure de perte de la pression dans le circuit de liquide (aproximatif 1 bar) le manomètre avec des contacts, commande la fermeture du distributeur électropneumatique, la pression dans le circuit d'air de la chambre inférieure revient à la valeur initialement réglée, plus grande que celle de la chambre supérieure et ainsi il est initiel le déplacement du piston vers le point mort supérieur et le cycle se reprend.

À la suite, la valeur de la pression dans le circuit d'eau se règle à l'aide d'un régulateur de pression RP et de la soupape de sûreté SS et à l'aide des drossels d'entrée DI et d'échappement DE se fait régler la vitesse de chargement, respectif le déchargement du circuit pneumatique qui détermine la fréquence des pulsations dans le circuit hydraulique (cca.1 Hz).

2.3. Le circuit d'huile

Pendant l'essai des radiateurs d'huile, les pulsations hydrauliques de leur circuit d'eau se réalisent tout aussi comme dans le cas des radiateurs d'eau.
Pour la réalisation de la pression de travail dans le cir-

cuit d'huile des refroidisseurs,le stand est prévoyé avec une vue en coupe spéciale,composé de : le réservoir à l'huile RU;la pompe à huile PU actionnée par le moteur électrique ME3;la soupape de réglage de la pression d'huile SR et des tubes de jonction.

Pour mesurer la pression d'huile,sur le pupitre de commande il y a le manomètre MU.

2.4. Le pupitre de commande des pulsations hydrauliques

Les principales parties componentes de l'instalation du circuit de refroidissement et de l'nstalation qui réalise la pression dans le circuit d'huile,sont montées dans un pupitre qui contient :

- le groupe filtration-réglage-graissage;
- le bassin d'eau;
- le réservoir de chauffage;
- le réservoir et la pompe d'huile;
- le tableau de commande sur lequel est monté l'apparature de commande et de control.

3. L'instalation d'entaînement électrique,de mesure et d'affichage

3.1. L'entraînement électrique avec de réglage automatique et l'affichage digital du régime du moteur

La modalité d'obtenir les vibrations de fréquence et l'amplitude variable se réalise par la vibration du régime du moteur de c.c.ME_1- fixé rigidement sur la table PL - et par l'excentrique Ex monté sur l'arbre de commande (Fig.1).

Le moteur de c.c.avec d'excitation séparée M s'alimente sur l'induit avec une tension continue variable obtenue du rédresseur commande monophasé en pont R_M équippé avec des tiristeurs.L'alimentation du rédresseur se réalise du réseau triphasé par l'intermède des bobines de réseau L_k (Fig.2).

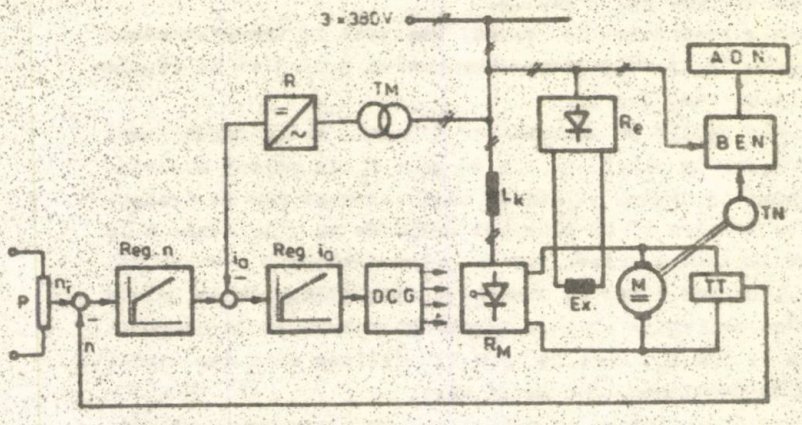


Fig. 2

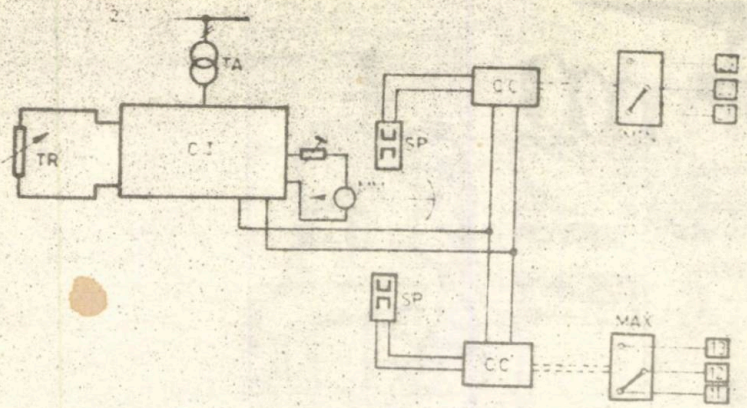
R - rédresseur ;
TM -transformateur de mesure ;
Re -rédresseur d'excitation ;
ADN -le bloc d'affichage du nombre de tours du moteur ;
BEN -le bloc électronique du nombre de tours du moteur ;
TN -traducteur du nombre de tours du moteur ;
TT -traducteur de tension ;
M -moteur de courant continu ;
Ex -excitation du moteur ;
R_M -rédresseur commandé ;
DCG -dispositif de commande sur la grille;
Reg.i_a -régulateur de courant ;
Reg.n -régulateur du nombre de tours du moteur ;
P -potensiomètre ;
L_k -la bobine de réseau ;

Fig.2.Le schèma-bloc du système de réglage automatique et d'affichage digitale du nombre de tours du moteur.

. Le réglage automatique du régime du moteur s'obtient à l'aide d'un schéma de réglage en cascade avec la limitation du courant par l'induit.
La boucle intérieure du courant contient le transformateur de mesure TM, le rédresseur monophasé en pont R et le régulateur de courant Reg. i_a.
La valeur réelle du courant par l'induit est indirectement mesurée, sur la partie de c.c. du pont R_M. La valeur mesurée du régime du moteur se déduit indirectement par le traducteur de tension TT et elle est comparée tout le temps à la valeur imposée n_i fixée par le potensiomètre P avec de démultiplication. Ainsi on assure un fin réglage de la valeur imposée. Les régulateurs du régime du moteur et de courant (Reg. n et Reg. i_a) sont de type PI réalisés avec des circuits intégrés fabriqués dans notre pays.
Le fluxe d'excitation du moteur est maintenu constant par l'alimentation de l'excitation Ex du rédresseur monophasé R_e. La fréquence des vibrations se détermine par la conversion du régime du moteur à l'arbre de commande. Le traducteur inductif du régime du moteur TN produit un signal sinusoidal ayant une fréquence proportionnelle avec le régime du moteur. Ce signal analogique est amplifié et préfabriqué digitalement dans le bloc électronique BEN et affiché digitalement dans le bloc ADN.

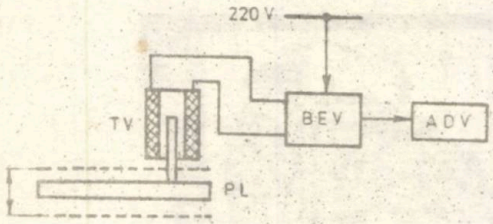
3.2. L'instalation de chauffage avec le réglage automatique de la température

Le chauffage de l'eau dans le réservoir RI se réalise à l'aide de la résistence RE (Fig.4). La valeur réelle de la température se prend du traducteur de température TR. Le signal fournisé par le traducteur est appliqué au circuit d'entrée CI du miliampermètre régulateur avec d'amplificateur électronique 1 ARE 192 B (Fig.3).
La valeur de la température de l'eau du circuit fermé récipient-radiateur, est affichée analogiquement par le mécanisme de mesure MM. Les valeurs minimes et maximus de la température de l'eau se fixent et peuvent se modifier à l'aide des sessiseurs de position SP. Quand on dépasse la température maxime mentionnée, par le sessiseur de position SP correspondant et le circuit de commutation CC, on ferme les contacts du relais



TR -traducteur de température
CI -circuit d'entrée
MK -mécanisme de mesure
SP _sessiseurs de position
CC -circuits de commutation
TA -transformateur d'alimentation

Fig.3. Le schèma-bloc de l'instalation de réglage automatique de la température .



TV -traducteur de vibration
BEV -bloc électronique
ADV -l'affichage de l' amplitude de la vibration

Fig.4. Le schèma-bloc de mesure et d'affichage digitale de l'amplitude des vibrations.

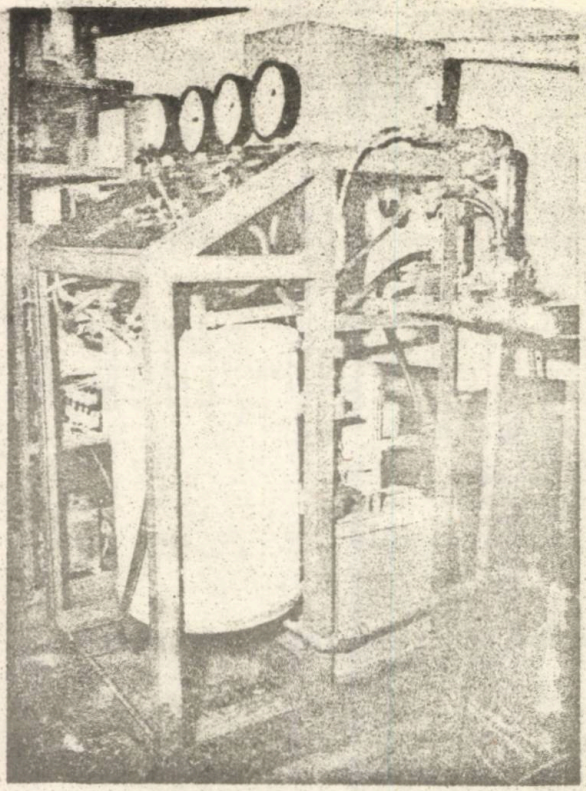
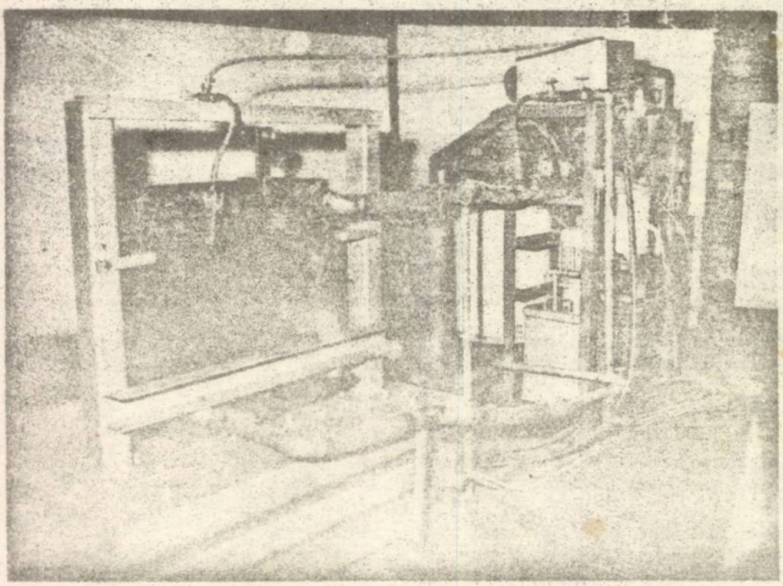


Fig. 4.



de sessisation de la limite maxime de la température de l'eau et on commande la déconnectation de la résistence RE.Quand on arrive au niveau minime de la température de l'eau,par l'autre sessiseur de position on commande la connectation de la résistence de chauffage RE.

3.3.La mesure et l'affichage digitale de l'amplitude des vibrations

La valeur de l'amplitude des vibrations est sessisée par le traducteur inductif de déplacement TV (Fig.4). Le traducteur TV est rigidement fixé sur la table vibratrice PL qui soutient le radiateur pour essayer et monter rigidement sur la table.Le signal électrique obtenu aux bornes du traducteur TV est appliqué par un cable écrané á l'entrée dans le bloc électronique BEV où il est amplifié et préfabriqué digitalement.
Le signal digital obtenu est affiché par le bloc ADV qui indique la valeur de l'amplitude des vibrations.

4.Conclusions

Pour améliorer la qualité et l'accroissement de la fiabilité des radiateurs d'eau et des refroidisseurs d'huile ,on a projeté et réalisé par de propres forces,ce stand qui répond aux exigences imposés.
Les avantages économiques qui résultent sont sûrs,parce qu'à la réalisation du stand on a utilisé seulement des components produits dans notre pays.Tout aussi on fait anuller les dépenses valutaires nécessaires à l'aquisitionnement des stands similaires d'import.

BIBLIOGRAPHIE

1. Abăităncei,D.ş.a. Motoare pentru automobile şi tractoare.Construcţie şi tehnologie,vol.1 şi 2,Editura tehnică,Bucureşti,1978 şi 198o.

2. Apostolescu,N.şi Taraza,D. Bazele cercetării experimentale a maşinilor termice.Bucureşti, EDP,1979.

3 . x x x - NID. MICM-CIAT PRC-Braşov,632 A.

4 . x x x - NID. MICM-CIAT PRC-Braşov,656.

5 . C.S.Madan - Air Hydro Pump. England,1975.

STAND PENTRU VERIFICAT RADIATOARE DE APA SI RACITOARE DE ULEI

Rezumat

In lucrare se prezintă principiile,descrierea şi modul de funcţionare al unui stand destinat verificării radiatoarelor de apă şi a răcitoarelor de ulei care echipează motoarele de autocamioane.Instalaţia concepută şi realizată de către autori realizează încercarea subansamblelor amintite în următoarele condiţii:vibraţii mecanice cu amplitudine variabilă în gama o...lomm şi frecvenţa variabilă în gama o...6o Hz;pulsaţii hidraulice în gama o,85 ...1,5 bari;temperatura apei şi a uleiului maxim 95°C,presiunea apei în radiator 1 bar,presiunea apei în răcitorul de ulei 3,5...4 bari.

STAND POUR LA VERIFICATION DES RADIATEURS D'EAU ET DES REFROIDISSEURS D'HUILLE

Résumé

Dans l'ouvrage on présente les principes,la description et la manière de fonctionnement d'un stand destiné à vérifier les radiateurs d'eau et les refroidisseurs d'huille qui équippement les moteurs des camions.L'instalation concue et réalisée par les auteurs réalise l'essai des sousansembles mentionnés dans les suivantes conditions: des vibrations mécaniques avec une amplitude variable en game o...lo mm et la fréquence variable en game o ...6o Hz; des pulsations hydrauliques en game o,85...1,5 bars;la température de l'eau et de l'huille maximum 95°C,la pression de l'eau dans le radiateur 1 bar,la pression de l'eau dans le refroidisseur d'huille 3,5...4 bars.

UNTERSUCHUNGEN IN BEZUG AUF DIE FERTIGUNG VON DIESELMOTOR-AUSLASSVENTILEN AUS EINHEIMISCHEN STÄHLEN

Doz.Dr.Ing.Gh.Radu ;
Doz.Dr.Ing.I.Scare ;
Dipl.Ing.C.Nandra ;
Asist.Dipl.Ing.V.Braic.

1. Allgemeine Betrachtungen

Zur Herabsetzung des Importes von Spezialstählen und der Herstellungskosten für Dieselmotoren führte zur komplexen Untersuchung des X 45 W Ni Cr 185-Stahles in der Auslassventilfertigung.

Die Eignung dieser Stahlsorte wurde durch Verschleissmessungen am Ventilschaft-und-führung;metallographische Untersuchungen;dem Verlauf des Härtegrades und der Leistungskennziffern des Versuchsmotors vor und nach dem 800 Stunden - Langlauftest untersucht.

2. Ergebnisse der Untersuchung

Die chemische Zusammensetzung wurde für drei Prüflinge untersucht und ist in Tabelle 1 dargestellt.

Die Anfangsstruktur wurde am thermisch stark belasteten Ventilkopf eines jeden Ventiles erfasst.Die Ätzung erfolgte elektrolytisch.Die Mikrofotographien(z.b.Bild 1)weisen eine austenitische Struktur mit Chromkarbonaten auf.Die feinkörnige Struktur empfielt den Stahl zum vorgesehenen Zweck.Gleichzeitig werden auch die in Tabelle 2 dargestellten Ergebnisse der Härteprüfungen durchgeführt.Nach dem Langlauftest des Versuchsmotors wurden die Ausslassventile erneut metallographich untersucht um etwaige Veränderungen festzustellen.Die Struktur - analyse weist eine gute Stabilität auf.Die Körnerstruktur bleit praktisch unverändert.

Tabelle 1

Probe \ chemische Element	C	Mn	Si	Cr	Ni	W
1	0,45	1,25	2,50	16,0	8,25	1,18
2	0,42	1,25	2,50	15,8	8,25	1,18
3	0,43	1,20	2,48	16,6	8,40	1,20

Tabelle 2

Probe \ Bereich	1		2		3		4		5		6	
	HRC	HB	HRC	HB	HRC	HB	HRC	HB	HRC	HB	HRC	HB
1	32	297	24	238	25	249	24	238	24	238	24	238
2	36	320	26	255	26	255	26	255	22	228	21	224
3	33	302	28	287	24	238	23	231	24	238	23	231

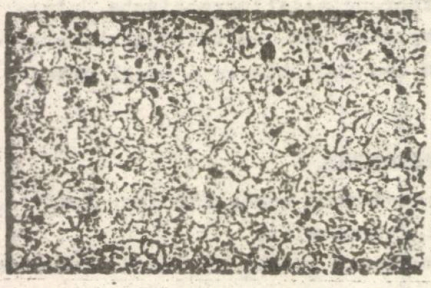


Bild 1

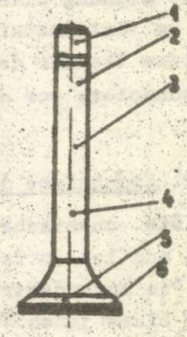


Bild 2

Tabelle 3

Probe \ Bereich	1		2		3		4		5		6	
	HRC	HB	HRC	HB	HRC	HB	HRC	HB	HRC	HR	HRC	HR
1	31	293	36	332	38	358	33	302	18	207	18	207
2	28	269	35	321	38	358	28	269	19	212	18	207
3	28	269	34	311	39	364	29	277	18	207	18	207

Die Härte -Nachprüfung ergibt die un Tabelle 3 gemessenen Werte. Demnach steigt die Härte in den Zonen 2,3,4 und verkleinert sich in den Gebieten 1,5,6.Die Ansicht der Auslassventille(Bild 2) zeigt einen Schwefelbelag auf dem Ventilteller.Die Ursache für diesen Schwefelbelag der eine korosionsaktive Wirkung ausübt ist der Schwefelgehalt des Kraftstoffes.Die Leistung des Versuchsmotors während dem Langlauftest schwankte zwischen 201,4 und 202,5 PS.Der spezifiche Kraftstoffverbrauch lag zwischen 163,6 g/PS.h und 158,9 g/PS.h.Der maximale Verschleiss des Ventilschaftes war 0,008 mm (im Mittel 0,005 mm).Der Verschleiss der Ventilführung war maximal 0,035 mm (im Mittel 0,03 mm) .

Bild 3

3. Schluss folgerung

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen dass der X 45 W NNi Cr 185 -Stahl zur Fertigung von Auslassventilen für Dieselmotoren geeignet ist.Das wurde sowohl durch die Zusammensetzung als auch der Struktur und Verschleissfestigkeit während der Leistungsprüfung des Motors während 800 Stunden unter Beweis gestellt.

Schrifttum

1. GILES,W.S.Bazele proiectării supapelor şi alegerea materialelor.SAE Transection 167-Vol. 75 ,Document 660.471.

2. MOZOHIN,N.G.ş.a. Incercări accelerate de fiabilitate ale motoarelor de automobil.In avtomobilnaia promîşlenogti nr.6/1969 .

3. x x x Măsurarea şi încercarea în laborator a rezistentei la coroziune a supapelor pentru motoare diesel.In SAE Journal,ianuarie 1967 .

RADU,GH.,SOARE,I.,MANDRA,O.,BRAIC,V.

CERCETARI PRIVIND FABRICAREA SUPAPELOR DE EVACUARE ALE MOTOARELOR DIESEL DIN OTELURI INDIGENE

Rezumat

In lucrare sînt prezentate succint rezultatele cercetărilor experimentale efectuate în scopul utilizării unui oţel de fabricaţie românească pentru realizarea supapelor de evacuare destinate motoarelor diesel de putere medie .

UNTERSUCHUNGEN IN BEZUG AUF DIE FERTIGUNG VON DIESELMOTOR- AUSLASSVENTILEN AUS EINHEIMISCHEN STÄHLEN

Zusammenfasung

In der Arbeit werden die wichtigsten Ergebnisse der Untersuchungen in Bezug auf die Verwendung einheimischer Stahlsorten in der Fertigung der Auslasswentile für Mittelklasse-Diesel motoren dargestellt.

CONTRIBUTIONS A L'AMELIORATION DE LA SUSPENSION DU GROUPE MOTEUR-TRANSMISSION

Dr.ing.Gh.Frăţilă,maître de conférences;
Dr.ing.D.Marincaş,chef de travaux;
Ing.N.Bejan,chef de travaux;
Dr.ing.M.Frăţilă,chef de travaux;
Ing.Fl.Petrescu,assistant;
Ing.R. Petrescu,assistant Institut Polytechnique de Bucarest;
Ing.I.Rădulescu,CCSITA,Braşov,Filiale"Autobuzul"de Bucarest .

1. Introduction

L'ouvrage représente une synthèse des recherches effectués par les auteurs sur les éléments élasto-amortisseurs utilisés à la suspension du groupe moteur-transmission,envue de la reduction de la transmissibilité des vibrations sur le bâti de l' automobile.On propose,sur la base des résultats obtenus,un nouveau type d'élément élasto-amortisseur,à déphaseur incorporé,pour lequel on présente également une méthode de calcul .

2. Eléments élasto-amortisseurs utilisés sur les automobiles

I. On présente,à la fig.1,trois types d'éléments élasto-amortisseurs,ayant des rigidités constantes dans toutes les directions.Ces éléments peuvent réaliser l'isolation des six modes de vibrations caractéristiques au moteur sur le bâti, exigeant en échange un positionnement difficile,leur axe devant être incliné, par rapport à tous les plans d'un système triorthogonal.

Ouvrage présenté à la CONAT-85.

Dans le cas de l'élément élasto-amortisseur de la fig.2, le montage est vertical, et les rigidités réalisée par rapport aux trois axes principaux sont différentes.

Les éléments élasto-amortisseurs présentés se comportent d'une maniére satisfaisante uniquement sous certaines fréquences, respectivement pour certaines rotations du moteur.

Un élément élasto-amortisseur idéal doit satisfaire des exigences diamétralement opposées, imposées par le moteur à combustion interne. Ainsi, pour les petites et moyennes rotations, l'élément élasto-amortisseur doit présenter un trés grand facteur d'amortissement relatif, et respectivement, au trés grandes vitesses du rotation du moteur, il doit réaliser un amortissement réduit.

La rigidité dynamique complete des éléments élasto-amortisseurs devrait rester aussi constante que possible, par rapport à la fréquence. Dans les éléments élasto-amortisseurs classiques, la rigidité dynamique complexe augmente avec la fréquence.

3. Elément élasto-amortisseur à diffuseur incorporé

On présente, sur la fig.3, un élément élasto-amortisseur à déphaseur incorporé. Il se compose de l'élément central 1, réalisé par un mélange de caoutchouc à hystérésis réduite, et de l'anneau déphaseur 2. Cet anneau est confectionné d'un mélange de caotchouc à hystérésis élevée, ayant à l'extérieur le cylindre métallique 3 qui le frette. Le cylindre métallique représente la masse déphaseuse de l'absorbeur dynamique incorporé dans l'élément élasto-amortisseur.

L'anneau en caoutchouc fonctionne uniquement à de basses fréquences, lorsque les amplitudes des oscillations sont grandes, contribuant à l'augmentation de l'amortissement du système dans son ensemble. L'anneau réalise également l'autolimitation des chocs de compression.

On présente, sur la fig.4, le modéle de calcul simplifié (lorsque l'amortissement n'est pas pris en considération pour déterminer la rigidité dynamique de l'élément élasto-amortisseur). Avec ce modéle, en connaissant les rigidités statiques de l'élément central Kp, de l'anneau ki et de l'ensemble kt, expérimentalement déterminés, l'on obtient des rigidités statiques du modéle présenté.

$$k_1 = 3\,k_p\,,$$
$$k_3 = 2\,k_i\,, \qquad (1)$$
$$k_2 = \frac{k_t(3\,k_p + 2\,k_i) - 3k_p\,k_i}{3\,k_p - 2\,k_t}\,,$$

et les constantes d'amortissement absolues

$$r_1 = 3\,r_p,$$
$$r_3 = 2\,r_i\,, \qquad (2)$$
$$r_2 = \frac{r_t(3r_p + 2\,r_i) - 3\,r_p\,r_i}{3\,r_p - 2\,r_t}\,.$$

Les constantes d'amortissement absolues de l'élément central, de l'anneau et de l'ensemble sont déterminées sur la base des constantes relative d'amortissement (obtenues par voie expérimentale)avec les relations:

$$r_p = \frac{2\mathcal{E}_p\sqrt{k_p M}}{100}\;;\quad r_i = \frac{2\mathcal{E}_i\sqrt{k_i\,M}}{100}\,,$$
$$r_t = \frac{2\mathcal{E}_t\sqrt{k_t\,M}}{100}\quad\left[\frac{\text{da N.s}}{\text{mm}}\right], \qquad (3)$$

où M représente la masse du déphaseur (kg).

Sur la fig.5 on présente le modéle de calcul avec un amortissement trés proche du réel. La rigidité dynamique complexe est déterminée dans ce cas par la relation:

$$\frac{F_T}{X_o} = \frac{A + j\,B}{C + j\,D}\,, \qquad (4)$$

où :

$$A = A_4\,\omega^4 + A_2\,\omega^2 + A\,,$$
$$B = B_5\,\omega^5 + B_3\,\omega^3 + B_1\,\omega\,, \qquad (5)$$
$$C = C_4\,\omega^4 + C_2\,\omega^2 + C_o\,,$$
$$D = D_3\,\omega^3 + D_1\,\omega\,.$$

Les coefficients des relations 5 sont donnés par les progressions

$$A_o = -\,k_1^2\,k_3(2k_2 + k_3),$$

$$A_2=(k_1^2\, k_2 M+k_1(k_1 r_3(r_2+r_3)+4r_1(k_2 r_3+k_3(r_2+r_3)))+k_3 r_1^2 (2k_2+k_3)),$$

$$A_4=r_1((2k_1 r_2+k_2 r_1)\, M + r_1 r_2(r_2+r_3)),$$

$$B_1= -2\, k_1(k_1(k_2 r_3+k_3 r_2+k_3 r_3) + k_3 r_1(2k_2+2k_3)),$$

$$B_2 =(k_1(k_1 r_2 + 2k_2 r_1)M +2r_1((k_1 r_3+k_3 r_1)(r_1+r_3)+ + k_2 r_1 r_3)), \qquad (6)$$

$$B_5= - r_1^2\, r_2\, M,$$

$$C_o= - 2\, k_1 k_3(k_1 + 2k_2 + k_3),$$

$$C_2 =((\, k_1+2k_2+k_3)(k_1+k_3)M+2(k_1 r_3(2r_1+2r_2+r_3) + +2k_2 r_1 r_3+ k_3 r_1(r_1+2r_2+2r_3)),$$

$$C_4 = -(r_1+r_3)(r_1+2r_2 + r_3)\, M,$$

$$D_1 = - 2(k_1((k_1+2k_2)r_3+2k_3(r_1+r_2+r_3))+(2k_2+k_3)k_3 r_1),$$

$$D_3 = 2(M((k_1+k_2+k_3)(r_1+r_2+r_3)-k_3 r_3)-k_3 r_2) + +r_1 r_2(r_1+2r_2+r_3)).$$

Le module de la rigidité dynamique complexe est déterminé par la relation:

$$\frac{F_T}{X_o} = \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}}\,. \qquad (7)$$

On représente graphiquement sur la figure la courbe $\frac{F_T}{X_o}$ en fonction de la fréquence. L'asymptote est déterminée par la relation:

$$u = \frac{B_5}{C_4}\,. \qquad (8)$$

Les relations(5),(6),(7)et(8)font partie d'un programme de calcul pour le détermination du module de la rigidité complexe, en fonction de diverses valeurs de ,lorsque la masse Ms'impose.

4. Conclusions

L'élément élasto-amortisseur à déphaseur incorporé présenté ci-dessus contribue à une substantielle réduction du niveau des vibrations et des bruits transmis depuis le groupe moteur-transmission à la carrosserie de l'automobile. Par rapport aux éléments élasto-amortisseurs modernes, du type hydraulique, celui présenté dans cet ouvrage offre l'avantage d'une technologie simple de fabrication .

BIBLIOGRAPHIE

1. HARRIS, M.C., CREDE, G.E. Chocs et vibrations, vol.I, et II, Editions Techniques, Bucarest 1968.

2. FRATILA, Gh. et autres-Recherches concernant la transmissibilité des vibrations du moteur au bâti et à la carrosserie de l'automobile, COMAT-1982.

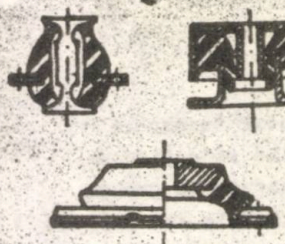


Fig. 1

Fig. 2

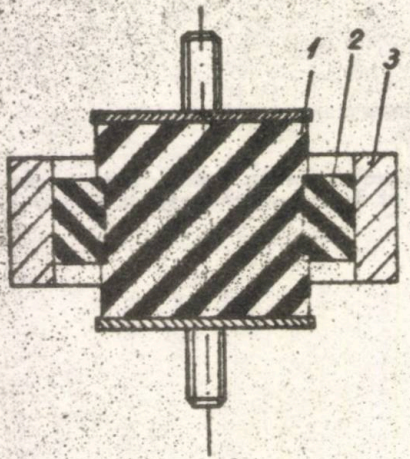


Fig. 3

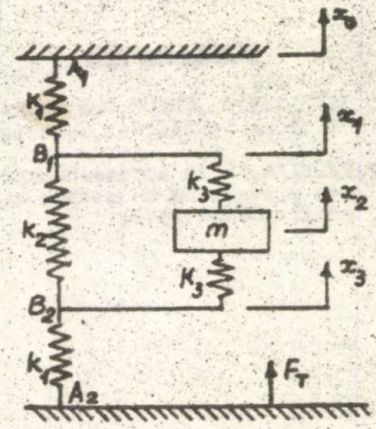


Fig. 4

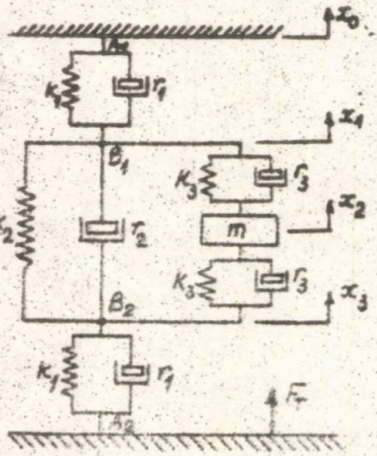


Fig. 5

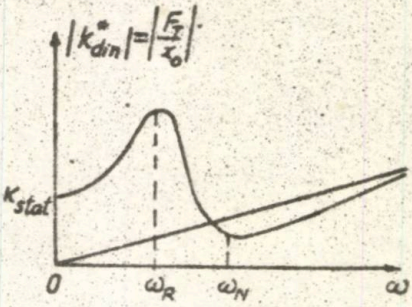


Fig. 6

FRATILA,GH.,MARINCAS,D.,BUJAN,N.,FRATILA,M.,PETRESCU,F.,
PETRESCU,R.,RADULESCU,I.

CONTRIBUTII LA AMELIORAREA SUSPENSIEI GRUPULUI MOTOR + TRANSMISIE

Rezumat

In prima parte a lucrării se prezintă o sinteză a elementelor elasto-amortizoare folosite la suspensia grupului motor-transmisie pe cadrul automobilului .

Partea a doua a lucrării prezintă un element elasto-amortizor modern,cu defazor încorporat,pentru care se dă o metodă de proiectare în care se îmbină rezultatele experimentale cu relațiile de calcul numeric.

CONTRIBUTIONS A L'AMELIORATION DE LA SUSPENSION DU GROUPE MOTEUR- TRANSMISSION

Résumé

Dans le premiére partie de l'ouvrage on présente une synthèse des éléments élasto-amortisseurs utilisés à la suspension du groupe moteur-transmission sur le çadre de l'automobile.

La deuxiéme partie de l'ouvrage présente un élément élasto-amortisseur moderne,à déphaseur incorporé,pour lequel on donne une méthode de projet,dans laquelle les résultats expérimentaux sont conjugués aux relations de calcul numérique.

MODELE DYNAMIQUE DANS L'ETUDE DES SOLLICITATIONS DYNAMIQUES DAND LES TRANSMISSIONS MECANIQUES DES TRACTEURS A TRACTION 4 x 4

Peres Gheorghe, dr. ingénieur de conférences à l'Université de Braşov;

Seitz Nicolae, dr. ingénieur, professeur à l'Université de Braşov;

Untaru Marin, dr. ingénieur, professeur à l'Université de Braşov;

Florea Daniela, ingénieur, assistant à l'Université de Braşov;

Todor Ioan, ingénieur, assistant à l'Université de Braşov;

Enache Valeriu, ingénieur, assistant à l'Université de Braşov.

La tendance actuelle dans la construction de tracteurs, équipés de moteurs ayant des puissances autour de 100 kW, consiste à les doter de transmissions mécaniques à échelons, qui assure la transmission du flux de puissance vers les quatre roues motrices, tout en existant la possibilité de découpler le pont avant, lorsque les conditions d'exploitation le permettent.

Pour les ingénieurs des bureaux d'études et pour les contructeurs de ces tracteurs il est trés important de connaître d'avance, dans la phase même d'étude et de réalisation du prototype, les sollicitations dynamiques transitoires et stabilisées des piéces composant la transmission. Cela a té rendu possible par l'utilisation des méthodes des modéles dynamiques et mathématiques, suivis par la simulation sur calculateurs numériques des régimes caractéristiques de fonctionnement, au démarrage et sur piste à obstacles. Pour la réalisation de la simulation on utilise des méthodes numériques d'intégration, du type Runge-Kutta, ou

prédicteur-correcteur, des systémes d'équations différentielles décrivant l'état de mouvement des transmissions.

L'article ci-dessous présente le modéle dynamique généralisé de la transmission á échelons d'un tracteur 4 x 4 ,le modéle mathématique écrit sous une forme synthétique,ainsi que certains résultats obtenus à partir de calculs sur un calculateur WNAG 2200 MVP .

Le modéle dynamique équivalent(fig.1)a été établi à partir du schéma cinématique et des dessins d'ensemble de la transmission mécanique échelonnée d'un tracteur équipé d'un moteur Diesel de 100 kW,toutes les quatre roues étant motrices et égales. Ce modéle dynamique est formé de masses d'inertie(volante) en mouvement de rotation,reliées entre elles par arbres élastiques impondérables et sur lesquels agissent des facteurs perturbateurs intérieurs(le moment de torsion variable du moteur M_1, le moment de frottement dans l'embrayage M_2,les moments de torsion dans les différentiels du pont AR,M_6,M_9,M_{14}, et du pont AV,M_{19},M_{20},M_{25}) et extérieurs(les moments de résistance au roulement dans les roues motrices,M_{11},M_{24},M_{29},le moment de torsion correspondant aux résistances qui agissent sur la masse en translation du tracteur,M_{12}, et le moment de torsion par lequel on met en ligne de compte les résistances dues à la machine à travailler,M_{13}).Les grandeurs physiques composant le modèle dynamique sont les moments d'inertie J_i,i = 1,...,29, les constantes élastiques de torsion $k_{i,j}$,i = 1,...,29; j =2, ...,29,et les coefficients d'amortissement $c_{i,j}$,i= 1,...,28 j = 2,...,29 .La signification des notations ressort de la fig.1 .Dans cette figure on observe que le modéle dynamique est fait de telle maniére que ses ramifications soient concordantes avec les flux de puissance vers chaque roue motrice du tracteur. Dans la figure 1, par $\varphi_i; \dot{\varphi}_i; \ddot{\varphi}_i$,i = 1,2, ...,29,on a noté les déplacements,les vitesses et les accélérations angulaires des volants en mouvement de rotation.

L'utilisation de modéles dynamiques complexes,tel celui de la fig.1,est justifiée par la nécessité de poursuivre,par calcul, la tenue en service de tous les éléments de la transmission et d'établir la réponse des composants à l'action de toute sorte de perturbations.

La modèle dynamique présenté dans la fig.1 est réalisé de facon à ce qu'il permette la simulation du fonctionnement des différentiels des deux ponts moteurs.On a également eu en vue le

fait que,dans certaines conditions,le pont moteur AV se découple et,en ce cas,on élimine du modéle les branches y correspondant. D'autre part,le modéle dynamique de la transmission peut être simplifié davantage par l'élimination des différentiels,celui- là pouvant être réduit à un modéle sans ramifications.Sous sa forme complète ,généralisée,le modéle dynamique réalisé permet d'étudier la plupart des régimes de sollicitations des sous-ensembles de la transmission du tracteur durant l'exploitation.A l'élaboration du modéle on a eu en vue les régimes de démarrage à chaque échelon de vitesse et au passage sur des obstacles disposés conformémement à une certaine loi déterministe;lorsque les roues d'un pont passent simultanément par-dessus l'obstacle respectif(ou elles sont excitées en phase)et que les roues ne passent pas simultanément par-dessus les obstacles(elles sont excitées de facon déphasées);ou lorsque les obstacles sont disposés de facon aléatoire.A l'elaboration du modèle dynamique,les facteurs perturbateurs ont été modelée conformément à la variation de leurs grandeurs caractéristiques,on fonction du temps.En ce qui concerne les forces de résistance au reulement et celles dues à l'outillage,elles ont été modelées,dans une premiére hypothèse,par des lois déterministes, le caractère aléatoire de leur variation devant être pris en considération,en fonction des possibilités de calcul existants.

Afin d'établir le modéle mathématique de la transmission du tracteur concerné,on écrit les équations de l'équilibre dynamique pour chaque masse en mouvement de rotation selon le principe de l'Alembert.

Procédant de la sorte,on a obtenu un système d'équations différentielles du second ordre à coefficients constants,système formé de 29 équations différentielles.Sous forme matricielle,le système se présente comme suit:

$$[J][\ddot{\phi}]+[K]\cdot[\Delta\phi]+[C]\cdot[\Delta\dot{\phi}]=[M], \qquad (1)$$

où

$[J]$ est la matrice des moments d'inertie ,
$[K]$ est la matrice des constantes élastiques,
$[C]$ est la matrice des coefficients d'amortissement,
$[M]$ est la matrice des facteurs perturbateurs,
$[\ddot{\phi}]$ est la matrice des accélérations angulaires,
$[\Delta\phi]$ est la matrice des différences entre les vitesses

angulaires,

$[\Delta\theta]$ est la matrice des différeces entre les angles de rotation .

La description détaillée du système (1) est présentée dans l'article [1].

Les moments d'inertie et les constantes élastiques de torsion intervenant dans le modèle dynamique de la figure 1 et dans le système d'équations différentielles (1) ont été déterminés, par calculs, à partir des dessins des sous-ensembles de la transmission. En fonction des objectifs poursuivis dans cette étude, ces grandeurs peuvent être réduites, tout en respectant les principes de l'équivalence des énergies cinétiques et potentielles, pour tout arbre de la transmission .

En l'occurence, cette réduction a été faite pour l'arbre de l'embrayage, car on a établi comme objectif premier l'étude des sollicitations dynamiques dans la transmission au démarrage du tracteur, à divers échelons de vitesse.

Pour l'étude du démarrage du tracteur, le modèle dynamique a été réduit à un modèle simplifié, à 5 masses et sans ramifications. Ainsi, le système d'équations (1) s'est vu réduire à un équivalent formé de 5 équations différentielles du second ordre et une équation du premier.

Puis, à la suite de transformations et par l'introduction d'inconnues supplémentaires, on a abouti à un système de 11 équations différentielles ordinaires à coefficients constants, représentant le modèle mathématique de la transmission pour l'objectif envisagé. Pour la résolution de ce système, on a élaboré un programme de calcul dans le langage BASIC- 2, pour le calculateur numérique WANG- 2200 MVP . On a intégré le système par la méthode Runge-Kutta du quatrième ordre à pas fixe, représentant une sous-routine de calcul de la bibliothèque mathématique du calculateur.

Le temps, t , est l'argument en fonction duquel on a résolu le système, et les déplacements et les vitesses angulaires, ω , des masses en rotation constituent les variables dépendantes. De même, par la multiplication des différences des déplacements angulaires entre deux masses, par les constantes élastiques de torsion correspondant aux éléments de liaison d'entre elles, on obtient les moments dynamiques élastiques à fonctions de temps.

Les résultats obtenus par les calculs sont, en partie, présentés dans les figures 2 et 3 . Ces résultats correspondent

au démarrage du tracteur à remorque,alors que ne sont couplées que les roues motrices AR, dans le cas du déplacement sur piste horizontale,pour de différents rythmes de couplage de l'embrayage,le moteur marchant à plein régime .

Dans la figure 2 on preésente les courbes de la variation dans le temps des vitesses angulaires des masses en rotation dans la transmission, et dans la figure 3 les courbes de la variation des moments de torsion des arbres de la transmission,dans les conditions suivantes:le temps initial de couplage de l'embreyage t_1=0,2 s; le coefficient de résistance au roulement f =0,05 ; le coefficient dynamique de réserve de l'embreyage β_d=2,5 ; le coefficient statique de réserve de l'embreyage β_s = 2 ; le moment résistent 4468 Nm ; le moment nominal du moteur 358 Nm et la vitesse angulaire nominale du moteur ω_n= 262 s^{-1}.

Dans les figures 2 et 3 on a employé les notations suivantes: ω_1 est la vitesse angulaire du vilebrequin, ω_3- la vitesse angulaire des arbres de sortie de la boîte de distribution ; ω_4- la vitesse angulaire des routes motrices, ω_5-la vitesse angulaire correspondant au déplacement du tracteur.

Dans la figure 2 on observe que,pour les conditions de fonctionnement données,l'embrayage du tracteur patine beaucoup,plus d'une seconde,ce qui détermine l'apparition d'un grand travail de frottement.

Comme on peut voir dans la figure 3, dans la transmission, les sollicitations deviennent maxima à 0,5 secondes après le début du démarrage et se maintiennent à des valeurs élevées jusqu'à une seconde(les courbes M1 et M2).

De ce que nous avons présenté ci-dessus,il résulte que la méthode proposée pour l'étude des sollicitations dynamiques dans les arbres de la transmission constitue un instrument adéquat dans l'analyse du comportement de la transmission au cours des plus diverses conditions d'exploitation .

Il est à souligner le fait que cette recherche peut être organisée dans la phase même d'étude de la transmission des tracteurs,avant même que ceux-ci ne soient physiquement réalisés.

BIBLIOGRAPHIE

1. PERES,GH.şi colectiv . Cercetări privind dinamica transmisiei tractorului U 1201 DTE.Contract de cercetare nr.98/1984. Universitatea din Braşov.

PERES,GH., UNTARU,M.,SEITZ,N.,FLOREA,D.,TODOR,I.,ENACHE,V.

MODEL DINAMIC PENTRU STUDIUL SOLICITARILOR DIN TRANSMISIILE MECANICE ALE TRACTOARELOR CU FORMULA ROTILOR 4 X 4

Rezumat

In lucrare este prezentat modelul dinamic generalizat al transmisiei mecanice a unui tractor de 100 kW cu patru roţi motoare egale.Modelul este conceput astfel încît poate fi adaptat studiului diferitelor regimuri de funcţionare ale tractorului .

Utilizînd metoda Runge-Kutta de integrare a sistemelor de ecuaţii diferenţiale,s-au determinat solicitările din transmisie la pornirea din loc într-o treaptă de viteze .

EIN DYNAMISCHES ERSATZMODELL ZUR UNTERSUCHUNG DER BELASTUNGEN IN GETRIEBE DER 4 X 4 -RADSCHLEPPER

Zusammenfassung

In der Arbeit wird ein allgemeines Ersatzmodell des mechanischen Getriebes des 100 kW - 4 x 4 -Radschleppers zur Untersuchung der Belastungen unter verschiedenen Einsatzbedingungen aufgestellt.

Als Beispiel wird die Integrierung des Differential - gleichungssystem mit der Runge- Kutta- Methode für den Anfahrvorgange des Schleppes dargestellt.

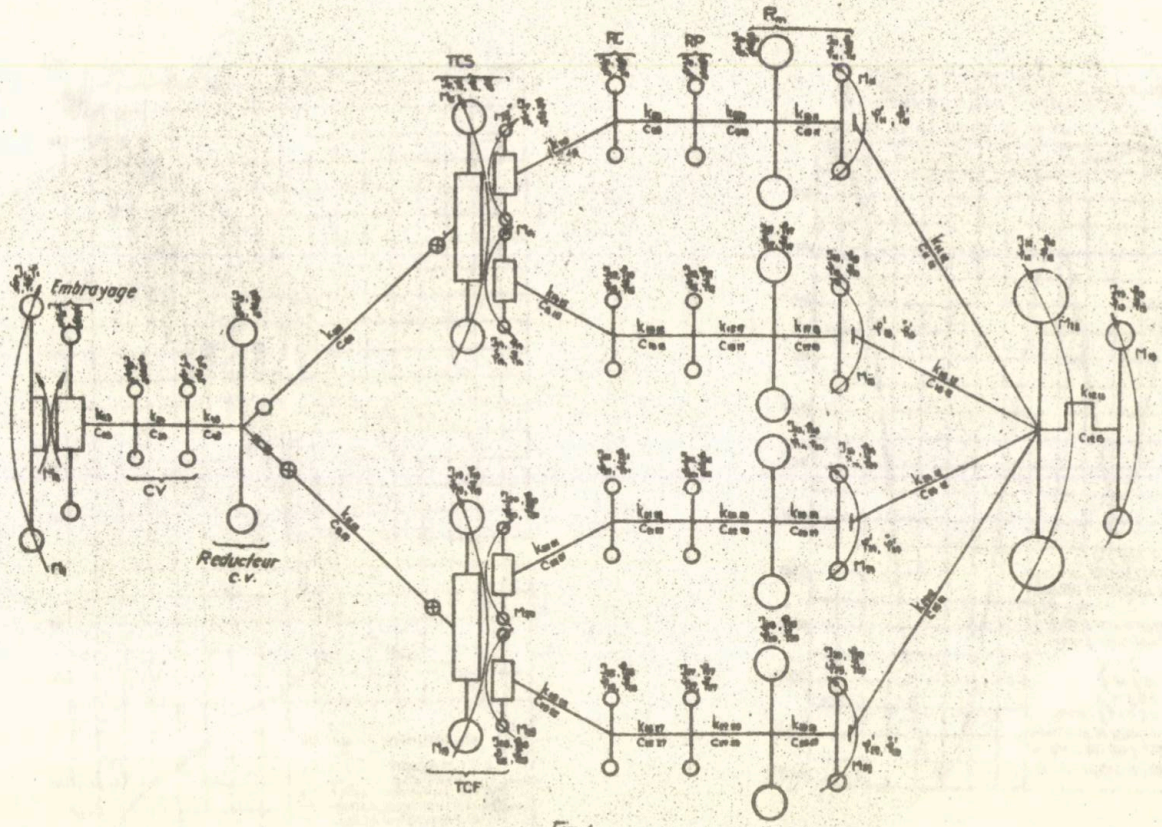


Fig. 1

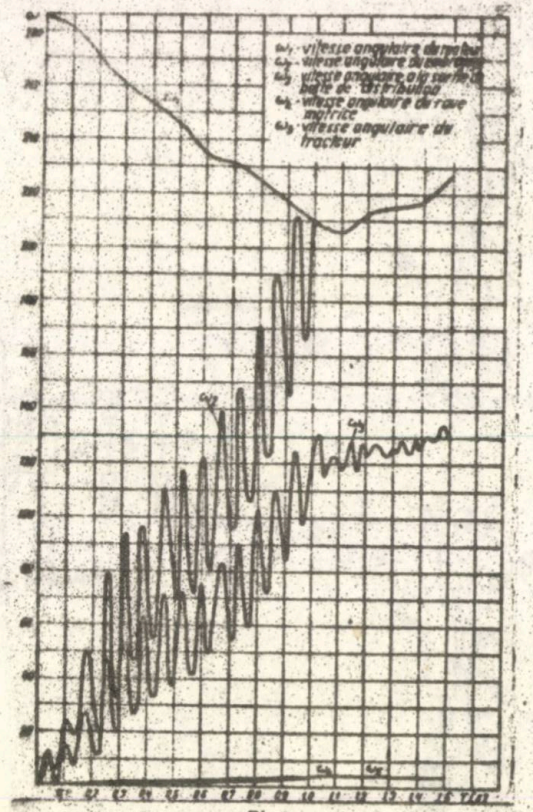

ω1 - vitesse angulaire du moteur
ω2 - vitesse angulaire du embrayage
ω3 - vitesse angulaire à la sortie de la boîte de distribution
ω4 - vitesse angulaire de roue motrice
ω5 - vitesse angulaire du tracteur

Fig. 2

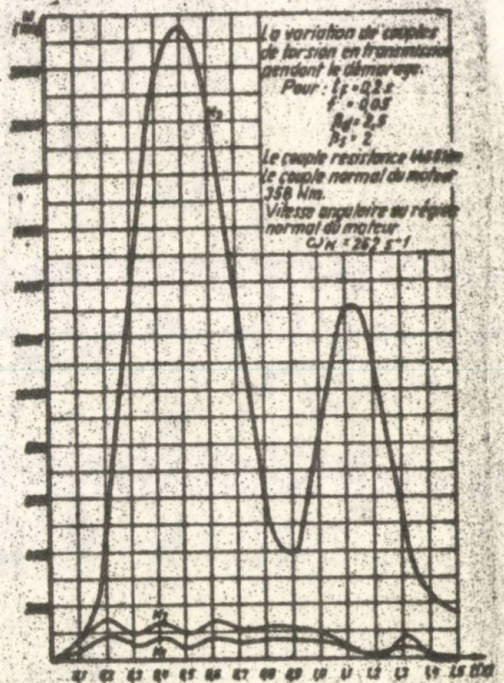

La variation du couples de torsion en transmission pendant le démarrage.
Pour : $f_1 = 0.2$ s
$f' = 0.05$
$R_d = 2.5$
$R_s = 2$
Le couple resistance 148 Nm
le couple normal du moteur 358 Nm.
Vitesse angulaire au régime normal du moteur
$\omega_N = 262.5\ s^{-1}$
M_1 - couple à l'arbre d'embrayage
M_2 - couple à la sortie du boîte de distribution
M_3 - couple à la roue motrice

Fig. 3

SUR LA REALISATION DU PROFIL DES COUTEAUX DES MACHINES A ROTOR DE TYPE DISQUE POUR HACHER LES FOURRAGES FIBREUX, EN MAINTENANT CONSTANT L'ANGLE DE GLISSEMENT

Dr.ing. T.Ghinea, lecteur à l'Université de Braşov;
Ing. C.Csatlos, assistant à l'Université de Braşov;
Dr.ing.Gh.Brătucu, lecteur à l'Université de Braşov.

Pour diminuer la consommation d'énergie lorsqu'on hache les fourrages fibreux il est très important de projecter judicieusement l'appareil de coupe et spécialement de réaliser d'une façon adéquate le tranchant du couteau.

Les parties dont l'appareil de coupe est formé sont: le rotor à couteaux et un contrecouteau fixe, placé à la partie inférieure d'une fente rectangulaire nommée „fenêtre d'alimentation" par laquelle le matériel est déplacé pour être haché.

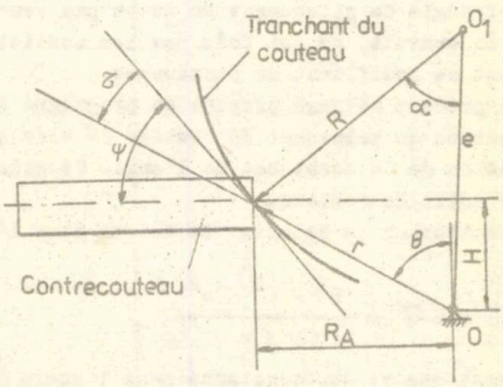


Fig. 1

La composition de l'appareil de coupe et ses éléments géométriques sont représentés schématiquement dans la fig.1. Les notations utilisées sont les suivantes: R est le rayon de courbure du tranchant du couteau; e - l'excentricité de montage des couteaux, c'est-à-dire la distance entre l'axe de rotation du rotor et le centre de courbure des couteaux; r - le rayon courant

du point de contact entre le couteau et le matériel, considéré hypothétiquement sur l'axe de la fenêtre d'alimentation; τ - l'angle de glissement; ψ - l'angle de coupe; α - l'angle formé entre le rayon de courbure du tranchant du couteau et la direction OO_1.

Pour que la coupe soit faite avec une consommation réduite d'énergie il est nécessaire le déplacement facile du couteau dans la section qu'il exécute dans le matériel, ce qui s'obtient quand le couteau réalise à la fois avec le mouvement principale - perpendiculaire sur le tranchant - un mouvement au long du tranchant, au long de la section executée. Cela devient possible pour une valeur positive de l'angle de glissement τ. La valeur de cet angle influence la proportion dans laquelle se manifeste le mouvement au long du trachant, donc la mesure dans laquelle se réduit l'effort de coupe. En pratique, l'angle de glissement est habituellement situé entre 15° et 40°.

Aux appareils de coupe à rotor de type disque existants, auxquels le profil du tranchant du couteau est un arc de cercle (R=ct), l'angle de glissement ne reste pas constant mais varie pendant le travail, ce qui fait que les conditions de coupe à glissement se modiffient en permanence.

Le présent ouvrage propose un programme de calcul pour la détermination du tranchant du couteau de sort que l'on assure la conservation de la constance de l'angle de glissement pour tout le parcours actif du couteau.

Considérant la relation de calcul pour l'angle de glissement [1] :

$$\sin \tau = \frac{R^2 + r^2 - e^2}{2 R r}$$

et imposant une valeur constante pour l'angle τ, dans $\sin \tau = k$, on peut écrire une relation de calcul pour le rayon de courbure du tranchant du couteau, sous la forme:

$$R^2 - 2 k r R + r^2 - e^2 = 0,$$

dont le solutions sont $R_{1,2} = kr \pm \sqrt{k^2 r^2 - r^2 + e^2}$, où $R = H/\cos \theta'$, θ étant l'angle de rotation du rotor.

Des deux solutions on ne prend en considération que la première (R_1), vue que la deuxième (R_2) conduit à de valeurs trop

réduites du rayon de courbure qui ne donnent pas satisfaction en pratique.

Pour le calcul des valeurs du rayon de courbure on a élaboré un programme en langage BASIC, destiné au calculateur BASIC PRAE de fabrication roumaine. La représentation graphique de la forme du tranchant du couteau nécessite aussi les valeurs de l'angle correspondant aux diverses valeurs du rayon de courbure R. A ce but on utilisé la relation:

$$\cos\alpha = \frac{R^2 + e^2 - r^2}{2\,R\,e},$$

introduisant dans le programme des instructions adéquates.

Une autre importante condition pour hacher des fourages fibreux est que l'angle de coupe ψ soit situé entre les limites.

$$\varphi_1 \leq \psi \leq \varphi_1 + \varphi_2,$$

où φ_1 est l'angle de frottement sur le couteau ayant aproximativement la valeur de 23° et φ_2 est l'angle de frottement sur le contrecouteau, ayant aproximativement la valeur de 32°.

Il en résulte que l'angle de coupe doit être situé entre les limites $23^\circ \leq \psi \leq 55^\circ$.

Afin de pouvoir évaluer les valeurs prises par l'angle de coupe en diverses situations, on a prévu le programme avec une instruction pour le calcul de cet angle, basé sur la relation:

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{\operatorname{tg}\theta \;\; \operatorname{tg}\tau + 1}{\operatorname{tg}\theta - \operatorname{tg}\tau}.$$

Le programme est le suivant:

```
10  REM ETUDE COUTEAU HACHEUSE
20  PRINT "ETUDE COUTEAU HACHEUSE"
30  PRINT "QUELLE EST LA VALEUR DE L'ANGLE TAU ?"
40  INPUT B
45  PRINT    "TETA        R        ALFA        PSI"
46  PRINT    "DEGRES      M      DEGRES      DEGRES"
50  GOSUB 230
60  FOR T = 45 TO 78 STEP 3
70  PI = 3.1415
```

```
80 T1 = T * PI/180
90 H = 0,12
100 E = 0.75
110 R = H/COS (T1)
130 B1 = B * P5/180
140 K1 = SIN (B1)
150 X = K1 * R + SQR ((K1 * R) ↑ 2 - R ↑ 2 + E ↑ 2)
160 C = (X↑2+ E ↑ 2 - R ↑ 2)/(2 * X * E)
170 Y1 = ATN (SQR (1 - C ↑ 2)/C)
180 Y = Y1 * 180/PI
190 P1 = ATN ((TAN(T1) * TAN (B1) + 1)/(TAN (T1) - TAN (B1)))
200 P = P1 * 180/PI
210 PRINTUSING "HH   HH.HH   HH.HH   HH.HH"; T, X, Y, P
220 NEXT T
230 FOR I = 1  TO 29
240 PRINT  "X";
250 NEXT I
260 RETURN
270 END
```

La correlation entre les notations utilisées dans l'ouvrage et celles que l'on a introduites dans le programme est rendue dans le tableau 1. L'indice 1 ajouté à la notation des grandeurs angulaires indique l'exprimation en radians.

Tableau 1

Notation dans l'ouvrage	R	r	e	θ	α	ψ	τ
Notation dans le programme	X	R	E	T;T1	Y;Y1	P;P1	B; B1

Le programme présenté a été roulé sur le calculateur pour les valeurs e = 0,75 m; H = 0,12 m et l'angle θ variant entre 45° et 78° (avec le pas de 3°), ce qui corresponde à une longueur de 0,3 m du contrecouteau. A l'angle de glissement τ on a atribué des valeurs croissantes dans l'intervale 15°-40°, avec le pas de 25°.

En base des résultats obtenus on a tracé, dans la fig.2, les graphiques de variation des valeurs maximales de l'angle de coupe ψ, enrégistrées au moment du commencement du procès de coupe et

des valeurs minimes de cet angle, enrégistrées ou moment de la fin de ce procés.

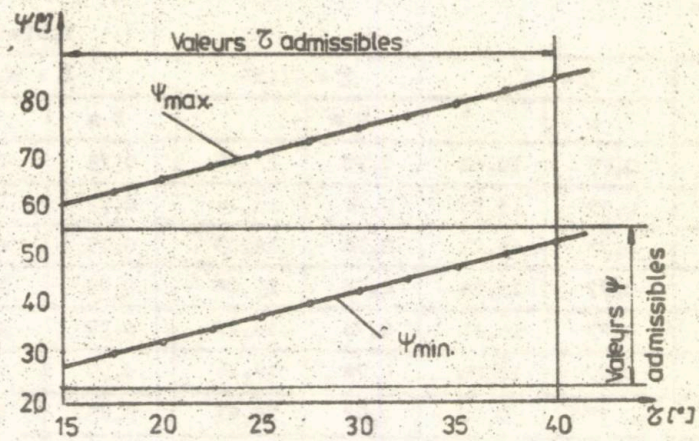


Fig.2

On observe que pour tout le dommaine de valeurs dans lequel peut se situer en pratique l'angle de glissement (15° - 40°), les valeurs maximalles de l'angle Ψ dépassent la valeur maximalle admisible de 55°. Toutefois, pour des angles de glissement τ situés dans l'intervale 15° - 20° ce dépacement est de très courte durée, correspondant à une rotation θ de 10° au plus après le moment du commencement de la coupe, devenant ainsi acceptable. Dans tous les cas les valeurs minimes, à la fin de la coupe, de l'angle Ψ se situent dans les limites admisibles.

Il en résulte que pour les conditions prises en considération, l'appareil de coupe peut fonctionner seulement pour des valeurs de l'angle τ appartenant à l'intervale 15° - 20°.

Les valeurs obtenues pour le rayon de courbure du tranchant du couteau et pour l'angle α pemettant le traçage pratique du tranchant dans l'intervale τ = 15°... 20° sont comprises dans le tableau 2.

Dans tous les cas on observe que pour la plupart de sa longueur, le tranchant a le rayon constant, la forme d'arc de

cercle étant par conséquent entièrement satisfaisante. Dans la zone terminale de la coupe, correspondant aproximativement à 25% de la longueur du tranchant du couteau, son rayon de courbure doit être réduit, apparaissant ainsi une déviation de la forme d'arc de cercle.

Tableau 2

θ °	$\tau = 15^0$		$\tau = 17,5^0$		$\tau = 20^0$	
	R m	°	R m	°	R m	°
45	0,77	12,62	0,78	12,46	0,79	12,27
48	0,77	13,35	0,78	13,18	0,79	12,98
51	0,77	14,21	0,78	14,03	0,79	13,82
54	0,77	15,24	0,78	15,04	0,79	14,82
57	0,77	16,40	0,78	16,27	0,79	16,02
60	0,77	18,00	0,78	17,76	0,79	17,49
63	0,77	19,90	0,78	19,63	0,79	19,33
66	0,77	22,33	0,78	22,03	0,79	21,69
69	0,76	25,54	0,77	25,19	0,79	24,80
72	0,75	30,00	0,76	29,58	0,78	29,11
75	0,72	36,65	0,74	36,12	0,76	35,51
78	0,65	48,00	0,68	47,20	0,71	46,30

Le maintien constant, par cette voie, de l'angle de glissement dans les moments qui précèdent la fin de la coupe, est d'autant plus recomandable que, dans cette phase du procès de travail, l'effort nécessaire pour la mise en marche du rotor est augmenté à cause du grandissement du couple créé par la résistance à la coupe du matériel.

Le programme élaboré donne la possibilité de l'introduction commode de toute valeur numérique pour les paramètres carractéristiques de l'appareil de coupe permettant, dans la phase de projection d'une hacheuse, d'établir la forme optimalhe du tranchant de ses couteaux, de sorte que l'angle de glissement assure la

réduction de l'énergie consommée. Le programme permet à la fois de déterminer la limite jusqu'à laquelle on peut relever l'angle de glissement sans que l'angle de coupe depasse les valeurs maximalles qui lui sont admises, ainsi que la prise et la coupe du materiel dans la couple formée par le couteau et le contre couteau soient assurées.

BIBLIOGRAPHIE

1. CAPROIU,M., CHELEMEN, I, CIUBOTARU,C., GHINEA,T., IANCU, A. Maşini şi instalaţii zootehnice. Ed.didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1982.

GHINEA, T., CSATLOS, C., BRATUCU, GH.

CU PRIVIRE LA PROFILAREA TAISULUI CUTITELOR TOCATORILOR CU ROTOR DE TIP DISC PENTRU FURAJE FIBROASE, MENTININD CONSTANT UNGHIUL DE ALUNECARE

Rezumat

Pornind de la faptul că menţinerea în limite optime a unghiului de alunecare sub care lucrează cuţitele tocătorilor de furaje fibroase este foarte importantă pentru reducerea consumului de energie, în lucrare se stabileşte şi se verifică pe un caz concret un program de calcul destinat calculatorului BASIC PRAE de fabricaţie românească, permiţînd profilarea adecvată a tăişului cuţitelor.

SUR LA REALISATION DU PROFIL DES COUTEAUX DES MACHINES A ROTOR DE TYPE DISQUE POUR HACHER LES FOURAGES FIBREUX, EN MAINTENANT CONSTANT L'ANGLE DE GLISSEMENT

Résumé

En partant de ce que le maintien entre des limites optimalles de l'angle de glissement sous lequel travaillent les couteaux des hacheuses pour fourrages fibreux est très important pour la reduction de la consommation d'énergie, dans l'ouvrage on établit et en vérifie sur un cas concret, un programme de calcul destine au calculateur BASIC PRAE de fabrication roumaine, permettant la détermination du profil adéquat du tranchant des couteaux.

SOME CONSIDERATIONS ON THE POSSIBILITIES OF REDUCING METAL CONSUMPTION IN AUTOMOBILE MANUFACTURE BY OPTIMIZED PROGRAMMING OF CUTTING- UP

Prof.Gh.Bobescu,D.Sc.(Eng.);
Associate Prof.Iosif Soare,D.Sc.(Eng.);
Lect.Rodica Rădulescu,Eng.;
Associate Prof.Frîncu Tănase,D.Sc.(Eng.);
Lect.Moise Cocan,mathematician,D.Sc.;
Lect.Marcela Bobescu,mathematician ;
Lect.Alexandrina Cocan,mathematician;
Ioan Preda,engineer;
Nicolae Turea ,engineer ;
University of Braşov .

In accordance with the programs adopted by the party leadership,secondary resources are to account for at least 50% of the required amount of raw materials,and research into the more efficient utilization of the materials available is to be amplified.

The object of the present paper is to examine the possibilities of reducing metal consumption in the manufacture of motor vehicles by programming the records of departments in charge of bar cutting,and optimizing the process.

In order to diminish the share of bar ends resulting from the cutting-up of some parts and to use them in producing other parts,detailed knowledge is required of their condition (quality of the material,shape,size,the part from the cutting-up of which they result).

To solve this problem,in the case of a large enterprise with a dynamic supply in terms of standard sizes designed for the cutting-up departements,a computer program was used with a view to materials stocktaking according to parts and quality of

the materials; shape of the bars; characteristic size of section; length ; the number of the part; cutting length; the length wasted when cutting a piece of material for the given part ; the minimum length required for holding of the bar in the machine. Further we present the structure of the stocktaking program.

The above mentioned input data will be established for each of the parts whose blank is obtained by cutting. All the records will be ordered by a sorting routine, either according to quality or according to the type of part, pointing out the cases where the same material is used for several parts. Next are calculated the number of blanks obtainable from the length of each bar, the losses due to cutting tool thickness, losses due to bar ends yielded as processing leftovers and total material losses. The inventory lists obtained using this program make it possible to identify those factors which hold the greatest share in the total losses and to obtain data on the leftovers that can be preserved to be re-used for manufacturing, other parts or by other enterprises.

The parts produced from the same material are extracted from the inventory lists, those showing the greatest losses due to bar ends being sorted. In order to optimize the cutting of parts made of the same material and from the same standard size bar, the following mathematical model for multiple cutting is proposed.

An enterprise is assumed to be supplied with metal bars of standardized lengths $L_1, L_2, \ldots L_n$ from which parts $R_1, R_2, \ldots R_m$, with lengths $l_1, l_2, \ldots l_m$, respectively, are produced.

It is obvious that the formulated problem must be solved under conditions of implementing the previously stipulated plan and, possibly, having limited stocks available.

It should also be noted that the problem will stand even under conditions of considerable quantities of processing wastes available resulting from the processing of certain types of large-size parts.

It is clearly seen that the cutting process as such is of little interest in solving the problem in the sense that, irrespective of whether it involves material losses or not, the method of treatment is the same, with the remark that, if for the part of length l_1 the cutting waste is p_i, then the loss is included

in the length and the part is considered to be of length:

$$l_i' = l_i + p_i \ , \ (i = 1,2,\dots,m) \ . \qquad (1)$$

Under the above conditions the formulated problem is modelled as one for dicrete programming of the type:

$$\begin{aligned} &\sum_{i=1}^{m} l_i x_{ij} \leq L_j \ , \quad (j = 1,2,\dots,n); \\ &\sum_{j=1}^{n} n_j x_{ij} \geq p_i \ , \quad (i = 1,2,\dots,m); \\ &n_j, x_{ij} \in Z_+ \ , \quad (i = 1,2,\dots,m; j = 1,2,\dots,n); \\ &\min \sum_{j=1}^{n} \left(L_j - \sum_{i=1}^{m} l_i x_{ij} \right), \end{aligned} \qquad (2)$$

where :

x_{ij} - unknown number of parts of length l_i that are cut from the bar of length L_j ;

n_j - unknown number of bars of type L_j required for the planned number of parts ;

p_i - (known) number of parts planned of length l_i .

On condition that provisions are made for storing and stocking S_i, for parts of length l_i, the second restriction in the model (2) is replaced by :

$$p_i \leq \sum_{j=1}^{n} n_j x_{ij} \leq p_i + s_i \ , \ (i = 1,2,\dots,m) \ . \qquad (3)$$

The following three remarks must be made :

(i) Problem (2) is one of non-linear discrete programming, which is comparatively difficult to solve in this form; a possible solution consists in transforming it into one of bivalent pro - gramming /1/ .

(ii) Model (2) may be treated as a one-dimensional optimal cutting-up model /2/, which involves some solving difficulties arising both from non linearity and the necessity to comply with the plan .

(iii) For technical and economic reasons, a bar is assumed to yield two parts, at the most; it is no difficult job to perform cutting-up of a bar on two adjoining machines, each of them being set for a particular length of part. This solution is justified economically as well, since, in the case of cutting-up a bar into several parts no decrease in the costs for transport, storing,

machine setting,etc.,is experienced.The two parts may be matched according to various criteria: the number of parts required by the plan or percentage losses due to bar ends.

Allowing for these elements,problem(2)reduces to form (4)which is much simplified and appears as a problem of twodimensional discrete programming:

$$\max(l_1x_1 + l_2x_2);$$
$$l_1x_1 + l_2x_2 \leq L; \qquad (4)$$
$$x_1x_2 \in Z_+ .$$

Problem(4)was not solved by using Gomory type algorithms; instead,the optimal program was determined in compliance with the flow chart of Fig.1.

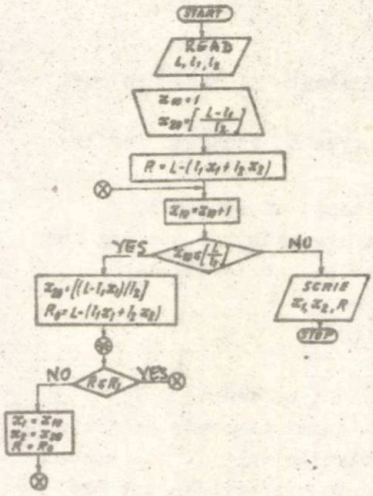


Fig.1

By way of example, assuming the bar length L = 3000 mm running the program whose flow chart is sbown in Fig.1,the results listed in Table 1 were obtained for differing part lengths l_1 and l_2,the number of pieces of part 1 and that of part 2 representing the number of parts being cut of length l_1 and length l_2,respectively (optimal program),percentage loss(1),percentage loss(2), percentage loss(1),(2) representing the percentage loss from the bar length when only parts of either length 1,or length 2, or both parts, respectively, are being cut,and loss of length 1, loss of length (1),(2)representing losses of length when only parts of either length 1 or length 2 or both parts,respectively,are cut .

The data processed suggest the high efficiency of multiple cutting.Here are two instances,by way of example:

(i)for l_1=193, l_2 = 9 , one obtains x_1=14, x_2 = 33,the loss of length is 1 mm ,and,hence,the percentage loss is 0.0003333, while in the case of simple cutting for l_1 =193 one obtains

TABLE 1

No.	Length of part (1)	Length of part (2)	Number of pieces of part (1)	Number of pieces of part (2)	Percentage loss (1)	Percentage loss (2)	Percentage loss (1)(2)	Loss of length (1)	Loss of length (2)	Loss of length
1	193	9	14	33	0,035	0,001	0,000333	105	3	1
2	633	29	4	16	0,156	0,0043	0,001333	468	13	4
3	792	27	3	23	0,208	0,0003	0,001	624	3	3
4	35	43	84	1	0,01	0,011	0,005666	30	33	17
5	38	167	78	0	0,001	0,055666	0,001	3	161	3
6	58	13	50	7	0,014	0,0033	0,003	42	10	9
7	34	35	87	1	0,0026	0,0499	0,002333	8	15	7
8	142	26	20	6	0,006	0,003333	0,001333	18	10	4
9	35,5	49	83	1	0,006	0,003666	0,0015	18	11	4,5
10	33	21	89	3	0,01	0,006	0	30	18	0

$x_1 = 15$, the loss of length being 105 mm with a percentage loss of 0.035.

(ii) for $l_1=33$, $l_2=21$ one obtains $x_1=89$, $x_2=3$, the loss of length is 0, with zero percentage loss, while using simple cutting yields $x_1=90$ for $l_1=33$, the loss of length being 30mm, with a percentage loss of 0.01, and for $l_2=21$ one gets $x_2=142$, the loss of length being 18 mm and the percentage loss 0.006.

The above results clearly demonstrate the necessity of optimizing the cutting-up of bars, the gains in economic efficiency being obvious, particularly in view of the power and raw materials consumption involved in producing laminates.

REFERENCES

1. NEUMANN, K. Operations Research, Vol.1-2, Springer Verlag, 1974, 1975.
2. DUTA, L.D., FABIAN, Cs. Metode matematice în optimizarea croirii, seria "Bazele matematice ale cercetării operaţionale. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1983.
3. DUMITRESCU, I., ş.a. Aplicaţii ingineşti ale calculatoarelor-optimizării. Bucureşti, E.D.P., 1976.
4. CRETU, I. Recuperarea şi valorificarea superioară a resurselor. Revista economică nr. 39/1981.

BOBESCU,GH.,SOARE ,I.,RADULESCU,R.,TANASE,Fr.,COCAN,E.,
BOBESCU,M.,COCAN,A.,PREDA,I.,TUREA,N..

CONSIDERATIUNI PRIVIND POSIBILITATILE DE REDUCERE A CONSUMULUI DE METAL LA FABRICAREA AUTOVEHICULELOR PRIN PROGRAMAREA OPTIMIZATA A DEBITARII

Rezumat

In lucrare se prezintă unele rezultate ale cercetărilor întreprinse în vederea utilizării optime a materialului la debitarea barelor pentru executarea diferitelor piese,urmărind reducerea la maximum sau dispariţia capetelor de bară.In acest scop s-a utilizat cu bune rezultate calculatorul electronic.

SOME CONSIDERATIONS ON THE POSSIBILITIES OF REDUCING METAL CONSUMTION IN AUTOMOBILE MANUFACTURE BY OPTIMIZED PROGRAMMING OF CUTTING-UP

Abstract

The paper presents some of the results yielded by research into ways of optimum utilization of material in the cutting-up of bars for producing various machine parts, with the aim of the greatest possible reduction or elimination of bar ends.To this end,the electronic computer proved to be of real service.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS CONCERNING THE HOPPING SHAPED THROUGH ELECTROHYDRAULIC FORMING OF BALL-BEARINGS RINGS

Dr.eng. I. Popescu, Associate Professor of the University of Braşov;

Eng. B. Merfea, Assistent Professor of the University of Braşov.

1. Introduction

The processing by electrohydraulic forming had appeared not long ago, and for all that it had progressed very much simultaneously with the growing necessities of the technology of using new metalic materials and of obtaining pieces with a complex configuration, with a minimum consumption of material and energy.

Knowing that, we suggest a new technological variant to achieve the external ball-bearing rings. This variant consists in a hopping shaped on a refined steel ring, of an inner ball-bearing steel casing, in fact the ball race using the electrohydralic forming.

2. The description of the method and of the used instalation

The process of deforming, to the method of the electrohydraulic processing is produced under the action of a shock wave resulted by the descharging of the stored energy in a capacitor bank, in a liquid medium. The used instalation which main chart is presented in Fig. 1, contains two circuits: the circuit of loading „a" and the circuit of unloading „b".

In the loading circuit we find the source of current S_c, the high voltage transformer T, the alternating-current rectifier R_c, the throttle coil L, the resistance R and the capacitor C. The unloading circuits contains the discharger E and the electrodes E_1 and E_2. The blast is produces in a hermetic closed mold where the electrodes E_1 and E_2 are situated near the semifabricated. The two electrodes are plunged in a liquid, the most frequent, industrial water.

Using the pressure created by the shock wave, in the explosion

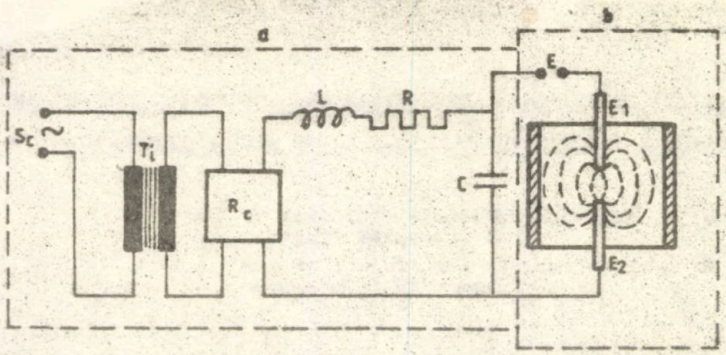


Fig.1

chamber, presented in Fig. 2, where: 1 is the main chamber, 2 are the electrodes between which the unloading takes place, we obtain the hopping shaped of the casing 3, made by ball-bearing steel in the hopping ring 4, made by refined steel.

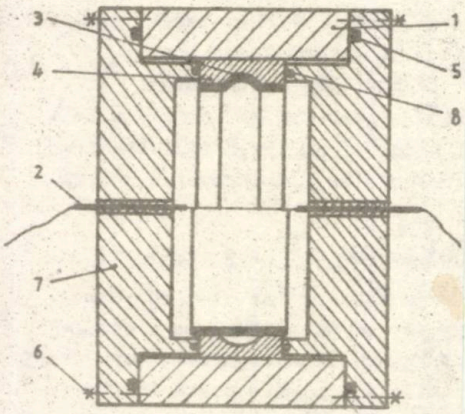


Fig.2

3. The theoretical study of the hopping snaped method, using the electrohydraulic forming

For establishing the parameters of the work of the hopping shaped, we have to determine the energy of the shock wave pressure in the explosive chamber taking into accourd its geometry and volume.

When unloading, the most frequent, the front of the shock wave of the water has a shape between spherical and a cylindrical area. In the analytic study, it is accepted the spherical symme - try of the shock waves, having the centre in the middle of the

unloading tube. The total energy of the shock waves in the work chamber, of which main chart is described in Fig. 3, can be determined by this formula:

$$W = \int_{\varphi}\int_{R} W_{u(R)} \cdot R \cdot dR \cdot d\varphi \ , \qquad (1)$$

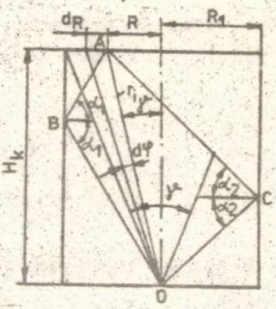


Fig.3

where:

- $W_{u(R)}$ is the distribution of the shock wave energy;
- R is the ray of the stream water;
- φ is the argument.

If we take into consideration that the energy of the front of the shock wave water in the work chamber totalizes the direct energy $W_{d(R)}$ and the reflected energy $W_{r(R)}$:

$$W_{u(R)} = W_{d(R)} + W_{r(R)} \ , \qquad (2)$$

then, after [1], we find:

$$W = \frac{\theta}{2\rho v} \int_{\varphi}\int_{R} \left\{ \left[P_{d(R)}\right]^2 + \left[P_{r(R)}\right]^2 \right\} R \cdot dR \cdot d\varphi \ , \qquad (3)$$

where:

- $P_{d(R)}$ is the pressure of the direct wave of the water;
- $P_{r(R)}$ is the pressure of the reflected wave;
- θ is the exponential constant;
- ρ is the material density.

We can determine the nature of the distribution of the direct shock wave water pressure with the relation:

$$P_{d_i} = \frac{P_{d(R)} H_K}{r_i} = P_d \cdot \cos\gamma \ , \qquad (4)$$

where:

- H_K and r_i have the significances from the Fig. 3.

As results that the total energy of the direct shock wave of the water is:

$$W_{d(\,)} = \frac{P^2_{d(R)} \cdot H_K \cdot \theta \cdot \Pi}{\rho \cdot v} = \left[\ln(\cos \gamma)\right] \Big/ \begin{matrix} \gamma = \frac{\gamma_1}{2} \\ \gamma = 0 \end{matrix} \quad . \tag{5}$$

The pressure of the reflected wave of the water in contact with the medium, can be calculated with the relation, after 1 :

$$P_{r(R)} = \frac{P_{d(R)}}{r(\alpha)/r_0} \cdot K_{1(\alpha)} \cdot f(t) \cdot K_{2(\alpha)} \quad , \tag{6}$$

where:

- $r(\alpha)$ is the ray of the reflected wave front of the water depending on the reflection angle;
- r_0 is the ray of the direct wave of the water;
- $K_{1(\alpha)}$ is a coeficient which take into account the divergency of the wave water, to its reflection on the reflector surface;
- $f(t)$ is a function depending on time which expresses the variation law of the pressure on the shock wave water front.

In our case:

$$P_{r(R)} = \left[P_{d(R)} \cdot K_1(\alpha) \cdot K_2(\alpha) \cdot f(t)\right] \cdot \left[\left(\frac{H_K + K_2 \cdot R_1}{K_2} - R_1\right)^2 + \left(H_K + K_1 \cdot R_1\right)^2\right]^{-\frac{1}{2}} , \tag{7}$$

where:

$$K_1 = tg\left(\alpha_1 - \frac{\Pi}{2}\right) ,$$
$$K_2 = tg\left(\frac{\Pi}{2} - \alpha_2\right) . \tag{8}$$

Replacing in (1), we can find the expression of the reflected wave energy:

$$W_f = \frac{P^2_{d(R)} \cdot \bar{\pi} \cdot \theta}{\rho \cdot v} K_{1(\alpha)} \cdot K_{2(\alpha)} \cdot f_{(t)} \cdot \left[\left(\frac{H_K + K_2 R_1}{K_2} - R_1\right)^2 + \left(H_K + K_1 \cdot R_1\right)^2\right]^{-\frac{1}{2}} . \tag{9}$$

So, we can find the expression of the maximum shock wave energy:

$$W = \frac{P^2_{d(R)} \cdot \bar{\pi} \cdot \theta}{\rho \cdot v} \left\{ H_K^2 \left[-\ln(\cos \gamma)\right] \Big|_{\gamma=0}^{\gamma=\frac{\pi}{2}} + K_{1(\alpha)} \cdot K_{2(\alpha)} f_{(t)} \cdot \left[\left(\frac{H_K + K_2 \cdot R_1}{K_2} - R_1\right)^2 + \left(H_K + K_1 \cdot R_1\right)^2\right]^{-\frac{1}{2}} \right\} . \tag{10}$$

The deforming energy is:

$$W = V \cdot \int_0^{\varepsilon} \sigma \, d\varepsilon , \tag{11}$$

where:

- V is the volume of the deformed part;
- σ is the flow stress;
- ε is the radial deformation;

We take into consideration the fact that:

$$\sigma = A \cdot \varepsilon^{\alpha} \tag{12}$$

and,

$$V = \bar{\pi} \cdot d \cdot l_0 \cdot t , \tag{13}$$

where d, l_0 and t have the meanings from the Fig. 4, and A, α are constants.

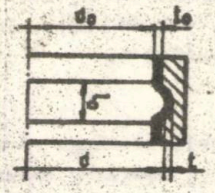


Fig. 4

Then we find:

$$W_f = \bar{\pi} \cdot d \cdot l_0 \cdot t \cdot \frac{A}{\alpha + 1} \varepsilon^{\alpha+1} . \tag{14}$$

The law of the variation of thickness (t) of the deformed material has this expression:

$$t = t_0 \cdot l^{-\beta \cdot \varepsilon_d} , \tag{15}$$

where:

- β is a coefficient of correction which take into account the nature of the material;
- ε_d is the degree of deformation.

Calculating the degree of the deformation, using the expression:

$$\varepsilon_d = \frac{d \cdot l - d_0 l_0}{d_0 l_0} \quad . \tag{16}$$

we find for the deforming energy:

$$W_f = \bar{\sigma} \cdot d \cdot l_0 t_0 l^{-\beta \frac{dl - d_0 l_0}{d_0 l_0}} \cdot \frac{A}{\alpha + 1} \cdot \frac{dl - d_0 l_0}{d_0 l_0} \quad . \tag{17}$$

So, we can define the efficiency of the chamber of the work medium, using (10) and (17):

$$\eta_m = \frac{W_f}{W} \quad . \tag{18}$$

Let us consider the case of doing an external ring of a radial ball-bearing having the following sizes: $d_o = 52$ [mm], $d = 60$ [mm], $t_o = 1$ [mm], $l_o = 10$ [mm], $l = 11,4$ [mm]; $A = 118$ [daN/mm^2]; $\alpha = 0,29$.

We find: $W_f = 0,378$ [kJ]. For η_m, we use the value $\eta_m = 0,5$ according to [1]. We shall find $W = 0,754$ [kJ].

If we define the total efficiency:

$$\eta_p = \frac{W}{W_{el}} \quad ,$$

where:

- W_{el} is the loading energy of the capacitor bank, and we use for $\eta_p = 0,4$ the loadind energy will be $W_{el} = 1,88$ [kJ] . This value differs from that experimental one with 3,2 %.

4. Conclusions

The new method we propose, of making ball bearings rings by hopping shaped using electrohydraulic forming, has many advantages. One of them, is the important economy of ball-bearing steel which could be materialized in the heavy ball bearings production.

The fact that the rolling way is obtained by plastic defor-

mation, could have favourable repercursion on the structural configuration and of the mechanic properties of this one. It means that the ball bearings fiability could increase.

References

1. Ceacin, V.N. Electroghidravlicesekaia obrabotka maginostrotehnih materialov. Minsk, Nank i tehnica, 1978.
2. Cole R.H. Underwater Explosions. Princeton University Press, 1948.
3. Muller, P. Elektrohydraulisches und elektromagnetisches Umformerverfahren in der Fertigung. Industrie-Anzeiger, nr. 49, 1970.
4. Rinehart, J.S. and Pearson, I. Explosive Working of Metals. Pergamon Press, 1963.

POPESCU, I., MERFEA, B.

CERCETARI TEORETICE SI EXPERIMENTALE PRIVIND FRETAREA PROFILATA PRIN EXPLOZIE ELECTROHIDRAULICA A INELELOR DE RULMENTI

Rezumat

In lucrare sîn prezentate cercetarile teoretice şi experimentale ale autorilor, privind fretarea profilată prin explozie electrohidraulică a inelelor de rulmenţi, în vederea realizării unor importante economii de oţel de rulment. Sînt tratate, principiul de lucru al instalaţiei şi dispozitivului utilizat, precum şi consideraţii teoretice privind determinarea parametrilor regimului de lucru.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS CONCERNING THE HOPPING SHAPED THROUGH ELECTROHYDRAULIC FORMING OF BALL-BEARING RINGS

Summary

The work presents the theoretical and experimental investigations of the authors, concerning the hopping shaped through electrohydraulic forming of ball-bearing rings, for doing an important economy of ball-bearing steel. The work method of the instalation and device as well as the theoretical considerations concerning the establishment of the work parameters.

BEITRÄGE ZUR ADAPTIV-LIMITATIVEN STEUERUNGSMETHODIK DER RUNDSCHLEIFMASCHINEN

Lektor, Dipl. Ing. D.M. Roşca, Universität Braşov

Es ist bekannt, dass die dynamische Optimierungsaktivität jedwelcher spanabhebender Bearbeitung eine vertiefte Kenntnis voraussetzt, sowohl was die Phänomene die beim Spanabheben auftreten betrifft, als auch der Bearbeitungsmöglichkeiten, welche die verschiedenen technologischen Systeme erlauben. Weil diese Tätigkeit ein weites Gebiet umfasst, muss sie für jeden konkreten Bearbeitungsfall auf spanabhebenden Werkzeugmaschinen, einzeln durchgeführt werden. Dementsprechend wird sich die folgende Arbeit auf die Bestimmung der adaptiven Steuerungsmethodik einer Rundschleifmaschine beschränken, und zwar die Endbearbeitung , nur mit radialem Vorschub, einer zylindrischen Aussenfläche. In diesem Fall muss die dynamische Optimierung, auf Grund des dimensionalen Präzisionskriteriums und der Qualität der bearbeitenden Fläche gemacht werden.

Vor der Anordnung des mathematischen Modells dieser Schleifbearbeitung, müssen folgende Bestimmungen gemacht werden:

a - Die Qualität der bearbeiteten Fläche wird unter folgenden zwei Gesichtspunkten betrachtet:

a.1. vom Gesichtspunkt der Qualität der Fläche, die durch die Abweichung der physisch-mechanischen Eigenschaften der Oberflächenschicht - vom Niveau der bearbeiteten Fläche - im Vergleich zu den physisch-mechanischen Eigenschaften des Grundmaterials des Halbfabrikats, bestimmt wird;

a.2. vom mikrogeometrischen Gesichtspunkt der bearbeiteten Fläche (Rauheit oder Mikrogeometrie).

b - Die dimensionale Präzision des Maschinenteils wird durch das dimensionale aktive Kontrollsystem gesichert, von dem man voraussetzt, dass die Schleifmaschine ausgestattet ist.

c - Weil es ein technologisches System vom Typ A.C.C. ist, folgt, dass das dazugehörige mathematische Modell ein vereinfachtes dynamisches sein muss, bei welchem nur die Einschränkungsfunktionen von Störfaktoren belastet sind [1, 2].

Auf Grund dieser Bestimmungen und infolge der Analyse des mathematischen Modells der statischen Optimierung der äusseren Rundschleifbearbeitung mit radialem Vorschub [3], erhält man als technologische Begrenzung die Rauheit der Fläche (R_a) und die Temperatur des Maschinenteils in der Zerspanungszone (θ_p). Mathematisch, werden diese Einschränkungen wie folgt dargestellt:

$$v_{tr}^{0,4} \leq \frac{R_{a\lim}}{C_{R_a}} \cdot v_s^{0,93}$$

$$v_p^{-1} \cdot v_{tr}^{\alpha} \leq \left(\frac{\bar{I} \cdot e}{2}\right)^{0,5} \frac{B_s C \cdot \rho}{C_{F_z} \cdot v_s^{(\beta+1)}} \theta_{p_{ad}} \qquad (1)$$

wobei: v_{tr} ist die transversale (radiale) Vorschubgeschwindigkeit der Schleifscheibe;

v_s - die Aussengeschwindigkeit des Schleifwerkzeugs;

v_p - die Aussengeschwindigkeit des Maschinenteils in der Drehbewegung;

B_s - die Breite des Schleifwerkzeugs;

C - die spezifische Wärme des Materials des Maschinenteils;

ρ - die Dichte des Materials des Maschinenteils;

$\theta_{p_{ad}}$ - die zulässige Temperatur an der Oberfläche des Maschinenteils in der Zerspanungszone;

C_{R_a}, C_{F_z}, α, β - Koeffizienten und Exponenten deren Wert von den konkreten Bearbeitungsbedingungen abhängt;

$R_{a_{\lim}}$ - der Grenzwert der Rauheit der durch Schleifen bearbeiteten Fläche.

Wenn man:

$$x_1 = \log v_p \quad \text{und} \quad x_2 = \log v_{tr} \qquad (2)$$

notiert, so verändern sich die Gleichungen (1) wie folgt:

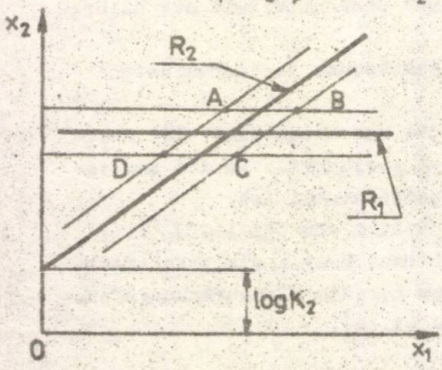


Fig.1

$$0{,}4x_2 \leq \log\left(\frac{R_{a\,lim}}{C_{R_a}} \cdot v_s^{0{,}93}\right) ;$$

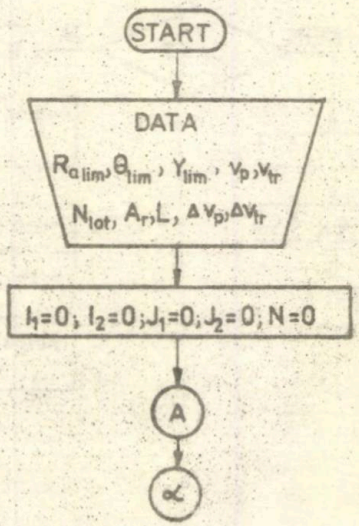
$$-x_1+\alpha x_2 \leq \log\left[\left(\frac{\mathbb{F}e}{2}\right)^{0{,}5} \frac{B_s C \cdot \rho}{C_{F_z} \cdot v_s^{(\beta+1)}} \cdot \theta_{p_{ad}}\right] . \qquad (3)$$

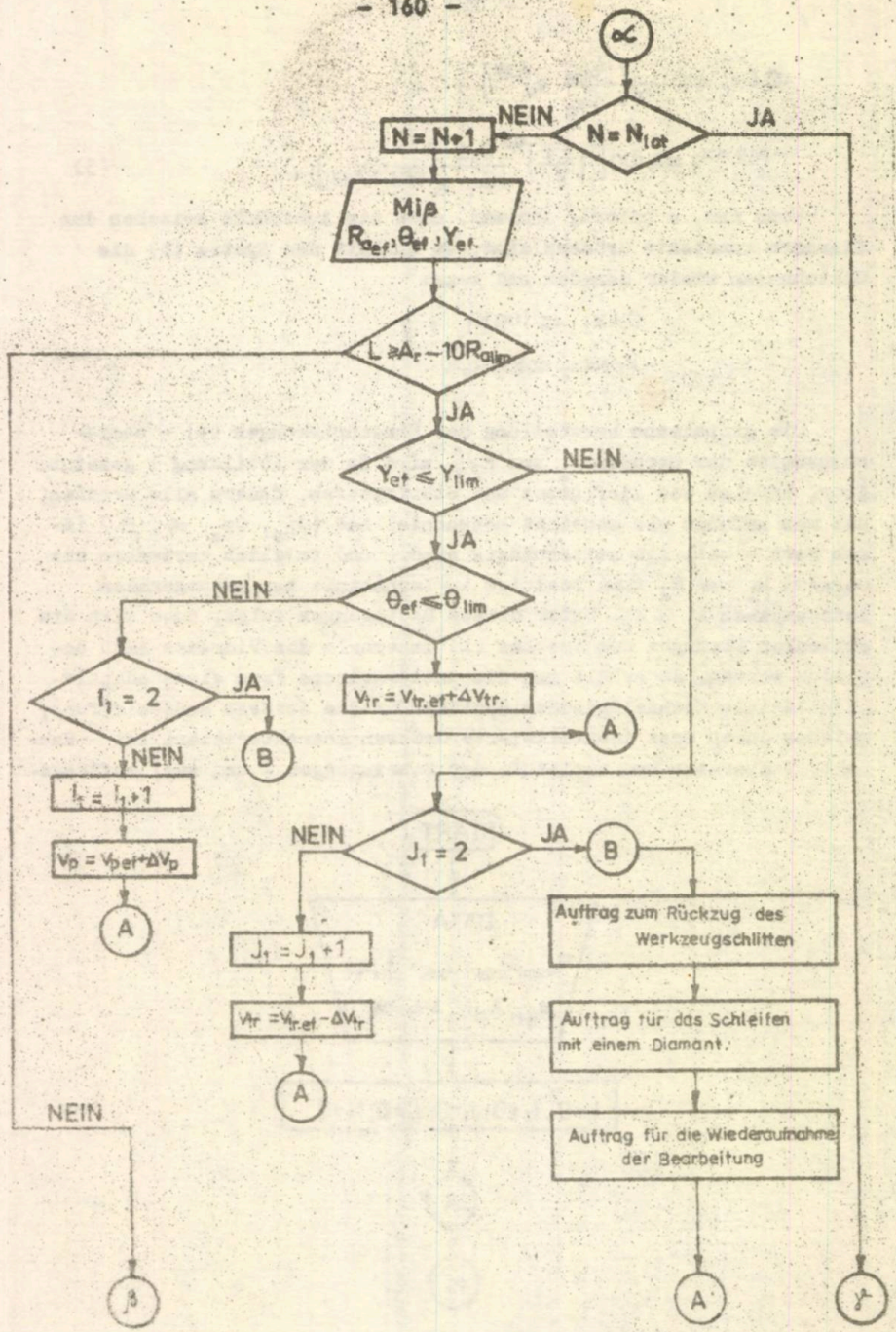
Wenn man, a priori, annimmt, dass die Ausdrücke zwischen den Klammern konstante Grössen sind, so enthält das System (3) die Gleichungen zweier Geraden und zwar:

$$0{,}4x_2 \leq \log K_1 \; ; \qquad (4)$$

$$-x_1+\alpha x_2 \leq \log K_2 .$$

Die graphische Darstellung der Einschränkungen (4) - beziehungsweise der Geraden R_1 und R_2 - wird in der Abbildung 1 gezeigt. Aber, infolge des Einflusses der Störfaktoren, ändern alle Grössen, die man anfangs als konstant betrachtet hat (C_{R_a}, C_{F_z}, α, β) ihren Wert - weil sie zeitabhängig sind - und folglich verändern die Geraden R_1 und R_2 ihre Position im Verhältnis zum orthogonalen Achsensystem X_1 O X_2. Unter diesen Bedingungen folgt, dass sich die optimalen Lösungen des Systems (1) innerhalb des Vierecks ABCD befinden werden. So erhält man die mathematische Form eines adaptiv--limitativen technologischen Systems für die äussere Endschleifung, welches durch drei identifizierte Grössen charakterisiert ist - Rauheit, Temperatur und Amplitude der Schwingungen - und zwei Auftrags-




α
N = N_lot
NEIN
JA
N = N+1
Miß
R_aef, θ_ef, Y_ef.
L ≥ A_r − 10R_alim
JA
Y_ef ≤ Y_lim
NEIN
JA
θ_ef ≤ θ_lim
NEIN
I_1 = 2
JA
B
NEIN
I_1 = I_1+1
V_p = V_pef+ΔV_p
A
V_tr = V_tr.ef+ΔV_tr.
A
NEIN
J_1 = 2
JA
B
J_1 = J_1+1
V_tr = V_tr.ef−ΔV_tr
A
Auftrag zum Rückzug des Werkzeugschlitten
Auftrag für das Schleifen mit einem Diamant.
Auftrag für die Wiederaufnahme der Bearbeitung
NEIN
β
A
γ

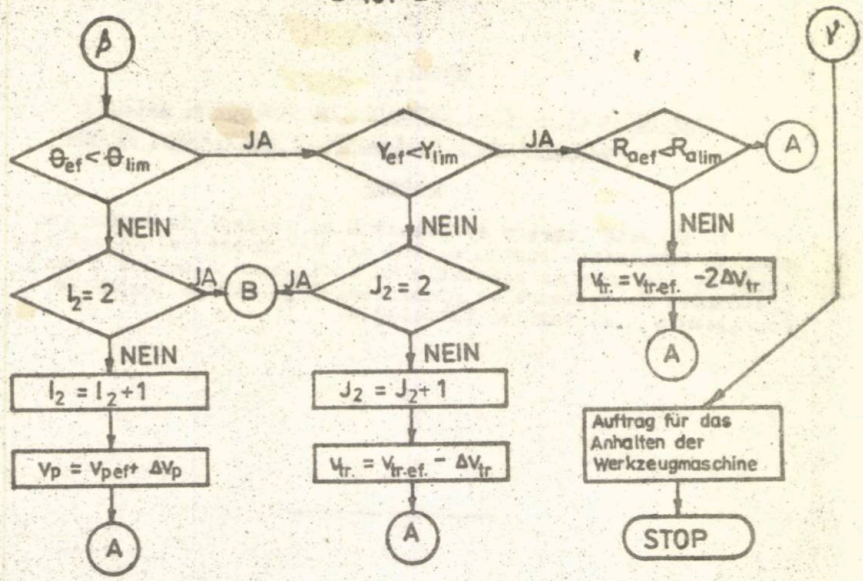


Fig. 2

grösen: die transversale Vorschubgeschwindigkeit des Steins v_{tr} und die Aussengeschwindigkeit des Maschinenteils v_p. Die Funktionsart des A.C.C.-Systems erfolgt aus dem logischen Schema das in der Abbildung 2 dargestellt ist.

SCHRIFTTUM

1. IVAN, N.V. Baele optimizării proceselor tehnologice în construcția de mașini. Curs. Universitatea din Brașov, 1983.
2. JACOBS, N.J., JACOBS, H.J., KOCHAN, D. Spanungsoptimierung. VEB Verlag Technik, Berlin, 1977.
3. ROSCA, D.M. Contribuții teoretice la aplicarea conducerii adaptive la mașinile de rectificat. Referat doctorat, Brașov, 1982.

ROSCA, D.M.

CONTRIBUTII PRIVIND METODICA DE CONDUCERE ADAPTIV-LIMITATIVA A MASINILOR DE RECTIFICAT ROTUND

Rezumat

In această lucrare se prezintă un concept de conducere adaptiv-limitativă pentru mașini de rectificat rotund exterior, constînd din modelul matematic de optimizare dinamică a unei prelucrări de finisare cu avans radial și schema logică de funcționare a sistemului tehnologic.

BEITRÄGE ZUR ADAPTIV-LIMITATIVEN STEUERUNGSMETHODIK DER RUNDSCHLEIFMASCHINEN

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird ein adaptiv-limitativer Steuerungsentwurf dargestellt, bestehend aus der dynamischen Optimierung des mathematischen Modells einer Endbearbeitung mit radialem Vorschub und das logische Funktionsschema des technologischen Systems.

CONSIDÉRATIONS SUR LA RÉSOLUTION DU PROBLÈME DES SURÉPAISSEURS POUR L'USINAGE DANS LE CADRE DES SYSTÈMES INFORMATIQUES DE PROJECTION DES PROCESSUS TECHNOLOGIQUES

Ing.Maria - Cornelia IVAN, assistant Université de Braşov

1. Introduction

Comme il est bien connu,la practique de la projection des processus technologique confirme le fait que le problème des surépaisseurs pour l'usinage est résolue à partir de l'expérience ou - si celle-ci manque ou bien n'est pas assez révélatrice - à partir des données normatives. La situation est telle,bien que la théorie des processus technologiques mette à la disposition des intéressés une méthodologie claire pour la détermination de la grandeur des surépaisseurs pour l'usinage [2,4].

Les inconvénients des méthodes citées sont dus notamment au fait que les systèmes de calcul préconisés sont malaisés et inaplicables à l'échelle industrielle.Cela,en raison du volum important de données expérimentales devant être véhiculées conformément à un nombre également élevé des relations.On doit cependant préciser qu'aborder la résolution du problème des surépaisseurs à partir uniquement de l'expérience fait éloigner les solutions ainsi obtenues de leurs valeurs optimales.

Outre cela,les ameliorations susceptibles sans dout d'être appertées doivent également viser le changement de la vision concernant la mise à profit des nombreuses données initiales et la resolulution rapide,algorithmique du problème,conformément à la nécessité d'employer les ordinateurs à la projection des processus technologiques [1].

2. Solutions pour la résolution convenable du problème

La litterature de spécialité tratant de ce sujet mentionne la nécessité de renoncer à l'informatique,en soulignant l'utilité des modèles du système classique - genre formule [1] . Cette manière d'arborder le problème est imposée par le fait que le système classique du calcul implique un nombre extrêmement

élevé de variables en tant que données initiales ce qui complique dans la même mesure le sous-programme pour le calcul de la grandeur de la surépaisseur pour l'usinage, ainsi que l'insertion de celui-ci dans un programme principal[1]. La suite immédiate en est la nécessité d'une capacité de mémorisation plus grande (concernant l'ordinateur) avec toutes les conéquences qui en derivent.

En ce qui suit, compte tenu de ce que l'on vient d'affirmer, on propose quelques modèles mathématiques du genre formule, pour le calcul des surépaisseurs à l'usinage des alésages.

L'idée de base este le traitment des données obtenues (les valeurs des surépaisseurs pour l'usinage) à partir du système classique de calcul pour certains cas bien précisés (procédé et semi-fabrique).

C'est ainsi que le nouveau problème qui se pose est la dedermination, en tant que représentation analytique, de la dépendance fonctionnelle:

$$2A_c = f(d, a, b), \qquad (1)$$

ou: $2A_c$[mm] - la surépaisseur pour l'usinage; d[mm] - le diamètre; a, b - le paramètres à déterminer.

La dépendance(1) s'établit à partir de la méthode des plus petits carrés ou d'autres méthodes similaires [3], en connaisant la représentation graphique.

Une certaine experience en ce sens [1] montre que la dépendance fonctionnelle (1) peut revêtir l'une des formes linéaire ou exponentielle, soit :

$$2A_c = \alpha \cdot d^{\beta} \; ; \quad 2A_c = \alpha \cdot d + \beta . \qquad (2)$$

Il est également possible que la dependance (1) s'exprime aussi de manière logarithmique ou sons forme d'un trinome.

En procédant en conséquence et à partir des graphiques des figures 1, 2 et 3 on a obtenu les relation du tableau 1, relations qui permettent la détermination des surépaisseurs pour l'usinage à l'agrandissement et à l'alésage.

3. Conclusions

1. L'utilisation des ordinateurs à la projection des processus technologiques, à l'échelle industrielle est inconcevable sans simplifier de façon substantielle les modèles mathématiques impliquées à la resolution, raison pour laquelle la préoptimisa-

tion est strictement nécessaire.

2.Les relations présentées dans le tableau 1 représentent autant de modèles mathématiques simplifiés mais particulièrement efficients pour la resolution du sous-problème des surépaisseurs pour l'usinage.

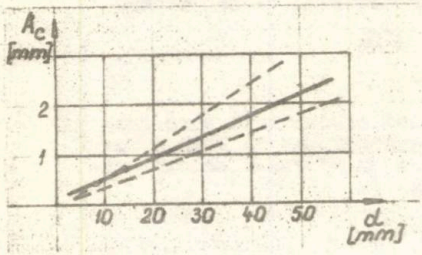


Fig.1

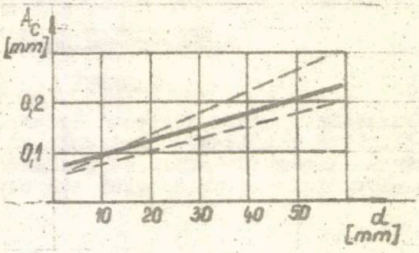


Fig.2

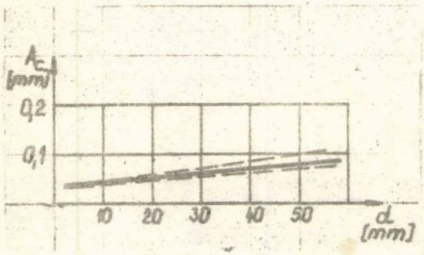


Fig.3

Tab. 1

Le procédé	La relation
Agrandissement	$A_c = 0{,}04d + 0{,}16$
Alésage ébauche	$A_c = 0{,}002d + 0{,}1$
Alésage finissage	$A_c = 0{,}001d + 0{,}03$

3.Le système utilisé dans le présent travail doit être généralisé à la résolution d'autres sous-problèmes aussi,lorsque l'on préconise l'utilisation des ordinateurs à la projection des processus technologiques.

Bibliografie

1. IVAN,N.V. Bazele optimizării proceselor tehnologice în construcția de mașini.Universitatea din Brașov,1983.

2. PICOS,C.ș.a.Calculul adaosurilor de prelucrare și al regimurilor de așchiere.Ed.tehnică,București,1974.

3. RUMSISKI,Z.L. Prelucrarea matematică a datelor experimentale (trad.L.rusă).Ed.tehnică,București,1974.

4. VLASE,A.ș.a.Regimuri de așchiere,adaosuri de prelucrare și norme tehnice de timp,1. Ed.tehnică,București,1983.

IVAN, M.C.

CONSIDERATII PRIVIND REZOLVAREA PROBLEMEI ADAOSURILOR DE PRELUCRARE IN CADRUL SISTEMELOR INFORMATICE DE PROIECTARE A PROCESELOR TEHNOLOGICE

Rezumat

Prezenta lucrare tratează despre modalitățile în care trebuie abordată rezolvarea subproblemei adaosurilor de prelucrare în cadrul sistemelor ample de proiectare cu ajutorul calculatoarelor electronice a proceselor tehnologice.

CONSIDÉRATIONS SUR LA RÉSOLUTION DU PROBLÈME DES SURÉPAISSEURS POUR L'USINAGE DANS LE CADRE DES SYSTEMES INFORMATIQUES DE PROJECTION DES PROCESSUS TECHNOLOGIQUES

Résumé

Le présent travail traite de la manière dont on doit aborder la résolution du sous-problème des surépaisseurs pour l'usinage dans le cadre de systèmes amples d'étude au moyen des ordinateurs des processus technologiques.